



Politecnico di Torino

Tesi di Laurea Magistrale Ingegneria Meccanica

Progettazione di sistemi innovativi di montaggio a compressione per componenti elettronici di alta potenza

Candidato: Alessandro Panero

Matricola: s291409

Luglio 2024

Relatori:

- Professoressa Cristiana Delprete
- Ingegnere Chiara Gastaldi

Relatori aziendali:

- Ingegnere Bruno Passerini
- Dottor Maurizio Pasqualetti

Sommario

ABSTRACT	8
INTRODUZIONE.....	10
1. Introduzione ai dispositivi elettronici di alta potenza	13
1.1. Funzionamento e caratteristica statica di un diodo	14
1.2. Funzionamento e caratteristica statica di un tiristore	16
1.2.1. Effetto della temperatura sulla caratteristica tensione-corrente e ruolo della corrente di picco	18
1.3. Struttura di un diodo/tiristore a disco: confronto tra stud-base ed hockey-puck	19
1.4. Hockey puck: parametri funzione del modulo e della direzione del carico di compressione	25
2. Sistemi di montaggio a compressione: stato dell'arte	28
2.1. Progettazione di sistemi di montaggio per raffreddamento monolaterale: <i>Box clamp</i>	32
2.1.1. Descrizione struttura generale di un <i>box clamp</i>	34
2.1.2. Sistema di monitoraggio del pian parallelismo durante il montaggio di un <i>box clamp</i> : il ragno	41
2.1.3. Composizione di un <i>box clamp</i> in funzione dell'altezza del componente <i>press-pack</i> e del carico di compressione nominale	45
2.1.4. Tolleranza sul carico di compressione applicato in funzione dello spessore effettivo di un componente: metodo grafico ed analitico	50
2.2. Progettazione di sistemi di montaggio per raffreddamento bilaterale: <i>Bar clamp</i>	55
2.2.1. Descrizione della struttura di un <i>bar clamp</i> standard	56
2.2.2. Assegnazione del precarico e serraggio di un <i>bar clamp</i> : verifica del raggiungimento del carico di compressione	70
3. Realizzazione dei sistemi innovativi progettati e la loro caratterizzazione elettromeccanica	77
3.1. Verifica del dimensionamento di una barra di carico.....	78
3.1.1. Verifica statica di una barra di carico di un GC89	81
3.1.2. Verifica mediante software di simulazione FEM del modello adottato per il dimensionamento della barra di carico di un GC89	90
3.1.3. Valutazione di modelli trave alternativi e confronto con dati di simulazione FEM	100
3.1.4. Dimensionamento della nuova barra di carico per il <i>TECMV-X</i>	106
3.1.5. Verifica del dimensionamento della nuova barra di carico mediante software FEM	110

3.2. Prova di trazione Durostone EPR S1 e dimensionamento dei tiranti per il nuovo TECMV-X	115
3.2.1. Generalità sulla prova di trazione e sulla strumentazione del laboratorio	116
3.2.2. Dimensionamento del provino in Durostone EPR S1	120
3.2.3. Descrizione dell’esperienza e analisi dei risultati sperimentali	123
3.2.5. Dimensionamento dei tiranti in Durostone EPR S1 per il TECMV-X	134
3.3. Struttura del nuovo TECMV-X	140
3.4. Descrizione e validazione di un modello innovativo per la determinazione del carico di compressione <i>F_{pressa}</i> necessario per garantire al termine del serraggio un carico al modulo <i>F_{load}</i>	143
3.4.1. Teoria del modello e determinazione dei risultati analisi sul TECMV-X	145
3.4.2. Considerazioni sui risultati analitici e possibili miglioramenti progettuali apportabili	151
3.4.3. Validazione del modello di serraggio	158
4 Documentazione tecnica	163
Conclusioni	172
Bibliografia	174

RINGRAZIAMENTI

Ed ecco arrivato anche per me il tanto desiderato giorno, quello in cui finalmente raccolgo i frutti di anni di studio, dedizione e sacrifici. Gli anni passati tra aule ed esami sono stati colmi di sfide, ma anche di preziose esperienze di crescita personale e professionale. Questo traguardo segna non solo la conclusione di un viaggio accademico, ma anche l'inizio di una nuova fase della mia vita, ricca di opportunità e di nuovi stimoli.

Vorrei innanzitutto esprimere la mia profonda gratitudine a tutti coloro che hanno contribuito alla realizzazione di questa tesi. Un ringraziamento speciale va alle mie due relatrici, la professoressa Cristiana Delprete e la professoressa Chiara Gastaldi, per essere state il principale punto di riferimento didattico sia durante il tirocinio aziendale sia durante il periodo di elaborazione e stesura della tesi.

Desidero inoltre esprimere la mia più profonda gratitudine all'ingegner Passerini e al dottor Pasqualetti, senza i quali questo lavoro non sarebbe stato possibile. Siete stati i mentori che mi hanno guidato all'interno di Green Power Solutions S.R.L., permettendomi di muovere con sicurezza i miei primi passi in un contesto aziendale. Oltre a ringraziarvi personalmente per il sostegno didattico ed emotivo, ritengo doveroso esprimere nuovamente la mia gratitudine per avermi permesso di partecipare e vincere il premio di laurea finanziato da Green Power Solutions S.R.L., intitolato alla memoria del dott. Giorgio Sacchi, e per avermi successivamente confermato anche dal punto di vista lavorativo assumendomi come progettista. Sono consapevole di quanto siate impegnati, ed è proprio per questo che desidero ringraziarvi per il tempo che mi avete dedicato.

Il ringraziamento più grande di tutti va sicuramente alla mia famiglia. Senza tutti i vostri sacrifici non sarei certamente qui a godermi questa giornata di festa. Vi ringrazio per aver fatto sempre il tifo per me, sostenendomi in qualsiasi circostanza e dandomi il coraggio e la forza per affrontare anche i periodi più difficili.

Nello specifico vorrei ringraziare la donna più importante della mia vita, mia madre Patrizia. Non basterebbe scrivere un libro a parte per provare a spiegarti quanto sono grato di averti al mio fianco. Ti ringrazio per i valori con cui mi hai cresciuto e per l'amore

incondizionato che mi mostri da sempre. Sei il mio punto di riferimento nella vita e la mia ancora di salvezza. Ci tengo a ringraziarti di cuore per la tua gentilezza, per la tua dolcezza, per il tuo altruismo e per la tua bontà d'animo. Ricordati sempre che queste tue virtù hanno un valore inestimabile e sono senza dubbio i tuoi veri punti di forza. Ti ringrazio di cuore per la tua infinita pazienza, che ti ha permesso di sopportare tutte le mie lamentele nel corso degli anni. Anche quando mi trasformo in un brontolone professionista, riesci sempre a mantenere la calma e a rispondere con un sorriso. Grazie per dimostrarmi ancora oggi quanto io abbia da imparare da te. Sono fiero di essere tuo figlio, non potevo assolutamente desiderare di meglio. Ti amo tantissimo, mamma!

Un grande grazie va anche a mia sorella Giulia. Sei una ragazza super intelligente, creativa, energica e sensibile come poche altre persone che ho incontrato nella mia vita. Io e te siamo molto simili dal punto di vista caratteriale, ed è forse per questo che non siamo mai andati d'accordo. Mi dispiace per essere stato il fratello che sono stato e per non essere stato il fratello di cui forse avevi bisogno. Con l'augurio di ricostruire un rapporto di totale fiducia, forte e saldo, ti auguro tutta la fortuna del mondo! Non avere paura e non dimenticarti mai quanto sei speciale. Le porte del mio cuore sono sempre aperte per te. Ti voglio tanto bene, Giu!

Un ringraziamento speciale va anche a mio papà Silvio. Gran parte dei miei successi sono merito tuo! Senza di te come modello di ispirazione, sarebbe stato difficile trovare la forza di affrontare e completare un percorso di studi così impegnativo. Sin da piccolo ho sempre cercato di renderti orgoglioso ed ogni sforzo fatto è sempre stato mosso dalla mia necessità di ricevere la tua approvazione e dimostrarti di essere all'altezza. Sei sempre stata la persona più difficile da accontentare, ma forse l'unica a cui ho sempre sognato di dimostrare qualcosa. Spero che un giorno riusciremo a recuperare completamente il nostro rapporto. Continuo a ricordare con affetto e malinconia quando mi portavi a giocare a calcio, le avventure vissute insieme e tutti i momenti speciali che abbiamo condiviso. Ti ringrazio infine per la tua pazienza e per la tua determinazione nel cercare di stare vicino a me e mia sorella. Sono certo e fiducioso che questi tuoi sforzi un giorno saranno ricompensati. Grazie Papà.

Vorrei inoltre esprimere un sentito ringraziamento alla nonna Anna, alla nonna Maddalena, ai miei zii Roberta e Piero, e alle mie due cuginette, Aurora e Martina. Un

pensiero speciale va anche al nonno Oreste, che mi manca profondamente. Ricordo la gioia nei suoi occhi mentre gli raccontavo le mie avventure: sono certo che sarebbe stato fiero di me e felice di condividere questo momento di festa con tutti noi.

Alla mia ragazza Marianna, per il suo amore, la sua pazienza infinita, la sua gentilezza e per la sua grande gioia di vivere. In questi ultimi due anni sei stata il mio sostegno costante, la mia musa ispiratrice e la mia forza nei momenti di difficoltà. Il coraggio e la speranza che vedo ogni giorno nei tuoi occhi fa ardere il cuore e rafforza la mia determinazione e la mia fiducia in un mondo migliore! La tua presenza nella mia vita ha reso ogni momento più dolce e ogni difficoltà più leggera. Ti ringrazio infine per l'estrema fiducia che hai sempre posto in me! Grazie di cuore, Mary!

Un ringraziamento speciale va al mio caro amico Francesco. La nostra amicizia è iniziata quando eravamo bambini, tra una partita di Ping-pong ed un giro in bici, e da allora, per oltre 15 anni, siamo cresciuti insieme condividendo una miriade di avventure. Grazie di cuore per essere la persona straordinaria che sei e per il legame unico che si è creato tra di noi. Sono profondamente grato per tutti i momenti di condivisione e consapevolezza che hanno caratterizzato le nostre conversazioni negli ultimi anni. Statti sempre accanto Fratello mio!

Agli amici di una vita, Giardi, Marian, Simo, Amin, Masca e i Bashu. Ogni volta che ripenso ai momenti d'oro della mia vita, siete voi a comparire nei miei ricordi. Voglio esprimervi la mia più profonda gratitudine per essere stati al mio fianco in tutti questi anni. Voi siete la mia seconda famiglia, e non posso che essere immensamente grato per il vostro costante sostegno e per l'affetto sincero che mi avete sempre dimostrato. Ognuno di voi è un faro luminoso nella mia vita, un'ispirazione costante che mi spinge a superare i miei limiti e a dare sempre il meglio di me stesso. Ci penso spesso a quanto sia stato fortunato ad avere amici così straordinari e speciali come voi. Le risate contagiose, le serate piene di allegria, le avventure indimenticabili e i preziosi consigli che mi avete regalato lungo il cammino sono tesori inestimabili che custodirò gelosamente per l'eternità. Grazie di tutto amici miei!

A miei compagni di università, Jordan, Ludovica, Federico, Lorenza e Luca. In questi anni insieme ne abbiamo veramente passate di tutti i colori. A riguardarci il primo giorno

sembra incredibile, ma ce l'abbiamo fatta tutti! Vi ringrazio per avermi accompagnato e aver trasformato il mio percorso accademico in un viaggio straordinario e indimenticabile, insegnandomi come affrontare anche i problemi più gravi con il sorriso. Voglio esprimere la mia più profonda gratitudine a ciascuno di voi per l'amicizia, le risate, i momenti di complicità e pazzia che abbiamo condiviso, e soprattutto per aver arricchito la mia vita con la vostra presenza. Anche se ora le nostre strade si separano ufficialmente, sono certo che il legame che abbiamo costruito rimarrà forte per sempre. Vi voglio bene ragazzi!

A tutte le buffe persone che ho incontrato lungo questo percorso. Ringrazio nello specifico il mio antico amico Om, per le energie e la consapevolezza che riesce a portare al mondo, e il mio caro amico Ayaz, di cui terrò felicissimi ricordi associati alle serate a casa sua. Un ringraziamento speciale va anche al mio ex collega Antonio, ricordo con piacere tutte le belle conversazioni avute con te e spero che anche tu abbia finalmente trovato la tua strada. Ringrazio infine tutti gli amici dell'auletta Chiara, Gabriel, Stefan, Edoardo, Gioele, Andrea, Giulia, Umbe, Silvia, Brixi, Emir ed Idri. Vi siete dimostrati tutti delle bellissime persone e spero di aver l'occasione di approfondire ulteriormente la nostra amicizia. Grazie a tutti voi!

ABSTRACT

L'elettronica di potenza è una disciplina chiave nel panorama tecnologico moderno, essenziale per una vasta gamma di applicazioni, dalle energie rinnovabili ai trasporti elettrificati, fino all'automazione industriale. Questa disciplina si basa su componenti elettronici che consentono la conversione e il controllo efficiente dell'energia elettrica. Tra questi, i diodi e gli SCR in configurazione *press-pack* sono particolarmente apprezzati per la loro affidabilità e versatilità, offrendo vantaggi come una bassa resistenza termica, una bassa caduta di tensione, una distribuzione uniforme della corrente, un'eccellente resistenza ai cicli termici e la possibilità di integrazione con sistemi di raffreddamento bilaterale. Per garantire un funzionamento ottimale, questi componenti richiedono una forza di compressione costante, omogenea e diretta perpendicolare alle superfici polari dei componenti stessi. A tal fine, sono stati sviluppati nel tempo vari sistemi di montaggio a compressione, tra cui i *box clamp* e i *bar clamp*. Nella prima parte della tesi, di natura più descrittiva, si introducono i componenti *press-pack* e si analizzano i due sistemi di compressione più largamente utilizzati, i *box clamp* e i *bar clamp*, focalizzandosi sui criteri di funzionamento e sulle procedure di serraggio e smontaggio. Per i *box clamp*, si espone la logica di composizione in base al carico e allo spessore del componente, valutando l'incertezza della forza di compressione in funzione della tolleranza sullo spessore del componente elettronico. Per i *bar clamp*, si descrivono la struttura, le fasi di assegnazione del precarico e il ruolo cruciale della rondella testimone per verificare il raggiungimento del carico applicato al modulo desiderato. Nella seconda parte della tesi, di carattere più sperimentale e operativo, si pone l'attenzione sulla progettazione e sulla realizzazione di un nuovo *bar clamp*, il TECMV-X, capace di applicare una forza di 22 kN, e caratterizzato dalla presenza di tiranti filettati realizzati in Durostone EPR S1. Si procede con il dimensionamento statico della barra di carico e dei tiranti filettati, confrontando i risultati analitici con le simulazioni FEM per validare la procedura adottata. In assenza di dati certi sullo stato tensionale o sulla freccia massima delle barre di carico, il confronto tra verifiche analitiche e simulazioni FEM diventa essenziale per confermare o correggere le procedure di dimensionamento. Si presentano inoltre le prove di trazione per caratterizzare meccanicamente il Durostone EPR S1: i dati ricavati da questi test vengono

successivamente utilizzati per il dimensionamento statico dei tiranti del nuovo *clamp*. Una volta dimensionate le parti più sollecitate del TECMV-X, si presenta una nuova procedura di serraggio sotto pressa, destinata ai *clamp* dotati di lunghi tiranti filettati. Questa procedura si basa su un modello analitico atto a determinare la minima forza di compressione, che la pressa deve applicare sull'intero modulo durante il serraggio "sotto pressa", necessaria per garantire, una volta completato il serraggio, che il carico applicato sia pari alla forza di precarico. Il modello di calcolo sviluppato viene validato confrontando i risultati analitici con i dati sperimentali ottenuti dai test sui componenti reali.

INTRODUZIONE

L'elettronica di potenza rappresenta una delle discipline più dinamiche e innovative nel panorama tecnologico contemporaneo in quanto fondamentale per il supporto di un'ampia gamma di applicazioni, dalle energie rinnovabili ai sistemi di trasporto elettrificato fino all'automazione industriale. I componenti elettronici di potenza, che consentono la conversione e il controllo efficiente dell'energia elettrica, costituiscono gli elementi centrali di questa disciplina. Tuttavia, per assicurare un funzionamento ottimale e affidabile di tali componenti, è imprescindibile la loro integrazione con elementi accessori; questi ultimi svolgono un ruolo cruciale nel garantire prestazioni elevate, sicurezza operativa e longevità dei sistemi di potenza.

Nel corso degli anni, tra le diverse tipologie di componenti elettronici disponibili, i diodi e gli SCR in configurazione *press-pack* hanno dimostrato di essere tra le soluzioni più versatili e affidabili. Il successo di questi componenti è dovuto a una serie di vantaggi, tra cui un minimo incremento della resistenza termica e della caduta di tensione nella fase di conduzione, una distribuzione uniforme della corrente, un'ottima resistenza ai cicli termici, la possibilità di essere integrati con sistemi di raffreddamento bilaterale e un'elevata sicurezza operativa. In particolare, la facilità di manutenzione, l'elevata disponibilità di componenti elettronici sul mercato e la longevità degli impianti rappresentano le principali motivazioni che spingono ad adottare ancora oggi una soluzione tecnologia introdotta negli anni '60.

A differenza della maggior parte dei componenti elettronici di potenza, i diodi e gli SCR in configurazione *press-pack* richiedono, per un corretto funzionamento, l'applicazione di una forza di compressione costante, omogenea e diretta perpendicolarmente rispetto alle superfici polari del componente. Per soddisfare questa necessità, sono stati sviluppati nel tempo diversi sistemi di montaggio a compressione. All'interno di questo lavoro di tesi, realizzato grazie alla collaborazione con Green Power Solutions S.R.L., si pone l'attenzione su due dei più popolari sistemi di compressione per semiconduttori a disco: i *box clamp* e i *bar clamp*.

La tesi si articola in due parti. All'interno della prima parte, di natura più descrittiva, oltre a presentare i componenti a disco *press-pack*, vengono descritte le strutture, i criteri di funzionamento e le procedure di serraggio e smontaggio di *box clamp* e *bar clamp*. Nello specifico per quanto riguarda i *box clamp*, verrà esposta la logica seguita per determinare la corretta composizione in funzione del carico da applicare e dello spessore nominale del componente compresso; verrà inoltre valutata l'incertezza sulla forza di compressione in funzione della tolleranza sullo spessore nominale del componente elettronico. Per quanto riguarda i *bar clamp* verranno descritte le fasi di assegnazione del precarico al pacco molle e del successivo serraggio: verrà sottolineato il ruolo cruciale della rondella testimone come sistema di verifica del raggiungimento del carico di compressione desiderato.

La seconda parte della tesi, di carattere più sperimentale e operativo, si pone come obiettivi la progettazione statica e la realizzazione di un nuovo *bar clamp*, denominato TECMV-X, da 22 kN con tiranti realizzati in Durostone EPR S1. In particolare, all'interno di questo lavoro, è stato eseguito il dimensionamento statico dei due componenti più critici all'interno dell'intera struttura: la barra di carico ed i tiranti filettati.

In assenza di dati certi in merito allo stato tensionale o alla freccia massima a cui sono soggette le barre di carico reali, si è deciso di confrontare i risultati ottenuti dalla verifica analitica statica di un componente ampiamente utilizzato con quelli ricavati a partire dalle simulazioni eseguite tramite software FEM, considerati come metro campione. Questo confronto permetterà di validare e/o eventualmente correggere la procedura attualmente adottata per il dimensionamento delle barre di carico: a partire da questi risultati si procederà dunque al dimensionamento della barra di carico del nuovo TECMV-X.

Per quanto riguarda il dimensionamento dei tiranti, essendo questi costituiti da un materiale innovativo, si procede inizialmente con la presentazione delle prove di trazione eseguite per caratterizzare dal punto di vista meccanico il Durostone EPR S1. A partire dai risultati emersi da queste prove, è stato eseguito successivamente il dimensionamento statico dei tiranti per il nuovo *clamp*.

Infine, dopo aver dimensionato le parti meccanicamente più sollecitate del TECMV-X, si procede con il tentativo di sviluppare una nuova procedura di serraggio, da realizzarsi integralmente sotto il carico della pressa, più consona per i *clamp* dotati di lunghi tiranti. Nello specifico si cerca di verificare un nuovo modello di calcolo sviluppato per determinare il minimo valore della forza di compressione che la pressa deve esercitare sull'intero modulo durante l'operazione di serraggio "sotto pressa", in modo da garantire, una volta concluso il serraggio, un carico applicato al modulo pari al valore della forza di precarico. Al fine di convalidare il modello, verranno confrontati i risultati analitici forniti dal modello stesso con i dati sperimentali ricavati dai test effettuati sui componenti reali.

Il presente lavoro mira a implementare e integrare le competenze sviluppate dal candidato durante il suo percorso di studi in ingegneria meccanica presso il Politecnico di Torino, con le conoscenze specifiche di ingegneria elettronica e fisica della materia già presenti all'interno di Green Power Solutions S.R.L.. L'assenza di una figura aziendale preesistente con competenze appartenenti all'area dell'ingegneria meccanica ha motivato e spinto il candidato stesso ad elaborare personalmente la maggior parte delle informazioni tecniche presenti in questo testo.

In questo lavoro, il contributo del candidato è stato fondamentale, in particolar modo per l'elaborazione e la realizzazione della parte sperimentale. Egli ha condotto le verifiche statiche e il dimensionamento della barra di carico e dei tiranti, eseguendo le simulazioni FEM grazie all'apprendimento da autodidatta dell'uso dei software del pacchetto Altair. A partire dai risultati emersi dalle prove di trazione, il ruolo del candidato è stato rilevante anche per caratterizzare il comportamento meccanico del Durostone EPR S1. Inoltre, egli ha elaborato autonomamente il modello analitico atto a correlare il carico effettivamente applicato sul modulo F_{load} con il carico applicato dalla pressa idraulica F_{pressa} , applicato durante il serraggio "sotto pressa". Infine, il candidato si è occupato personalmente del rifacimento di tutte le rappresentazioni grafiche e dei modelli solidi 3D, che hanno reso il contenuto più chiaro e scorrevole, nonché per la realizzazione di immagini, tabelle, grafici, datasheet e per le considerazioni sui risultati ottenuti.

1. Introduzione ai dispositivi elettronici di alta potenza

L'elettronica di potenza è una branca dell'elettronica che si occupa della progettazione, del controllo e della gestione dei dispositivi e dei componenti utilizzati per la conversione, il condizionamento e la distribuzione dell'energia elettrica ad alta potenza.

L'elettronica di potenza ha come principali obiettivi l'adattamento dell'energia elettrica alle esigenze dei macchinari industriali e la massimizzazione dell'efficienza energetica.

L'incremento delle prestazioni, la facilità di controllo e di manutenzione e la riduzione dei costi dei dispositivi di potenza a semiconduttore avvenuta negli ultimi decenni, rende i convertitori di potenza protagonisti all'interno di gran numero di applicazioni industriali.

Tra le svariate tipologie di dispositivi elettronici di potenza, presenteremo in questa sede la famiglia di componenti a disco dotati di configurazione *press-pack*, conosciuti anche come *hockey puck*.

Tali componenti ad alta potenza presentano un corretto funzionamento nel momento in cui le superfici di collegamento dei componenti stessi, terminali di anodo e catodo, vengono compresse con adeguati carichi di compressione. Si intuisce da qui l'importanza della progettazione di sistemi innovativi di montaggio a compressione per componenti elettronici di alta potenza *hockey puck*.

Poiché i componenti a disco sono dispositivi di potenza e possono scaldarsi notevolmente, è necessario che questi si interfacciano con un opportuno sistema di dissipazione del calore; questo compito viene in generale affidato a dissipatori alettati o a piastre raffreddate ad acqua riscontrati sui poli dei componenti elettronici.

Nei successivi paragrafi, verranno presentati inizialmente i principi di funzionamento e le caratteristiche statiche dei componenti utilizzati nei moduli a compressione: diodi e tiristori. Successivamente si procederà alla descrizione della specifica struttura dei componenti a disco *hockey puck*.

Il fine di questo capitolo è fornire le informazioni chiave per poter intuire le necessità, in termini di forza di compressione, richieste per il funzionamento ideale dei componenti a

disco *hockey puck*. Parte di questo capitolo verrà infatti dedicata per descrivere l'effetto della forza di compressione sull'andamento della resistenza termica e sulla caduta di tensione tra i capi del semiconduttore a disco. Verranno inoltre accennati gli effetti sui componenti elettronici associati a forza di compressione sbilanciata e non diretta normalmente alle superfici di riscontro del componente elettronico.

1.1. Funzionamento e caratteristica statica di un diodo

Un diodo è un componente elettronico a due terminali, Anodo (A), Catodo (C), che consente un flusso di corrente monodirezionale.

Il diodo di potenza a stato solido è costituito da un cilindro di materiale semiconduttore (il più diffuso oggi è il silicio ma si usano anche altri semiconduttori come germanio, carburo di silicio, arseniuro di gallio, nitruro di gallio) dove si realizza una giunzione p-n che offre un'alta impedenza elettrica in polarizzazione inversa ed una bassa impedenza elettrica quando il diodo viene polarizzato direttamente (potenziale positivo applicato all'elettrodo di anodo). Questo effetto di rettificazione della corrente alternata trova impiego sia nell'elettronica di segnale a bassa corrente sia per le applicazioni di potenza, dove le correnti raggiungono centinaia di migliaia di Ampere.

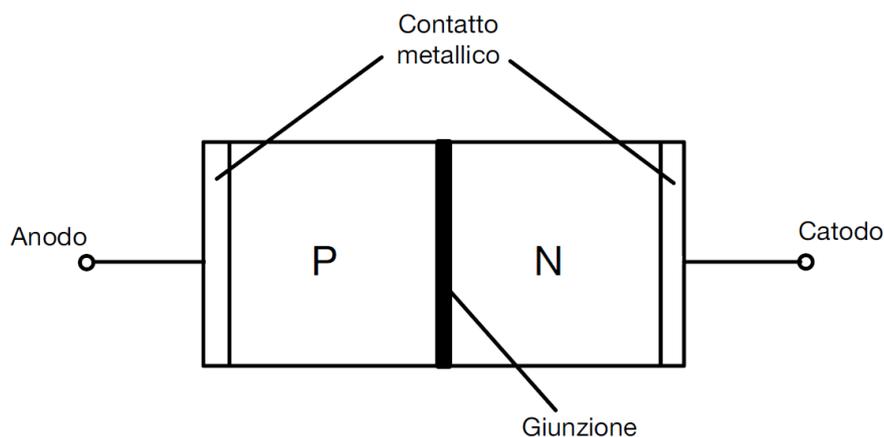


Figura 1.1 Struttura schematizzata di un diodo

La giunzione p-n può essere realizzata con diverse tecniche: quali quella di gran lunga più utilizzata è la diffusione nei solidi di elementi chimici che si sostituiscono agli atomi di Silicio nel cristallo. A seconda del tipo di elemento, lo strato diffuso può essere di tipo n, dove i portatori liberi di carica elettrica sono prevalentemente elettroni, o di tipo p, dove

prevalgono invece i portatori di carica positiva detti lacune. Gli elementi droganti di tipo p più comuni sono gallio, alluminio e boro, mentre quelli di tipo n sono fosforo, arsenico e antimonio.

Le figure 1.2 a e 1.2 b mostrano il simbolo del circuito per il diodo e la sua caratteristica i-v in regime stazionario.

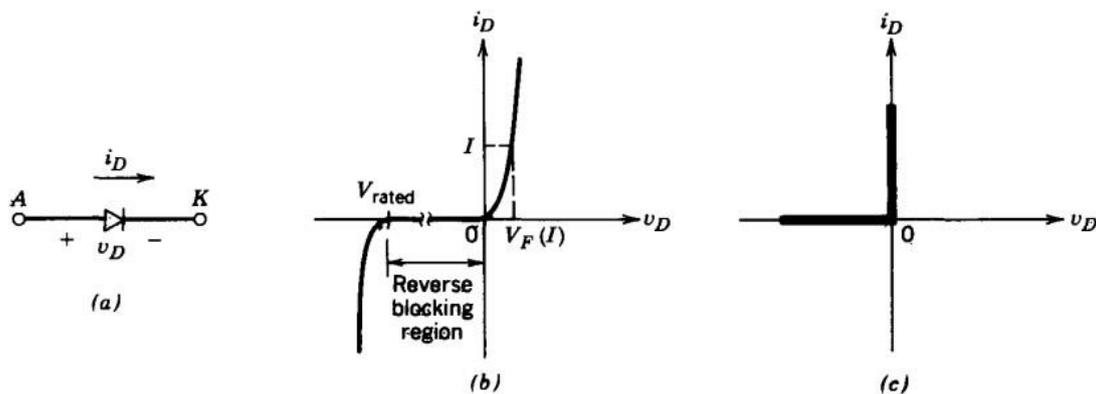


Figura 1.2 : Diodo: (a) simbolo, (b) Caratteristica reale i-v, (c) Caratteristica ideale i-v.¹

Quando un diodo è caratterizzato da una polarizzazione diretta, ossia quando il potenziale all'anodo è maggiore del potenziale al catodo, questo inizia a condurre una grande quantità di corrente mantenendo una tensione a suoi capi molto piccola. In questa condizione parliamo di diodo nello stato di conduzione.

Invece, quando il diodo viene polarizzato inversamente, ossia quando il potenziale all'anodo è minore del potenziale al catodo, il dispositivo elettronico si trova in uno stato di blocco. In questa condizione, all'interno del componente scorre una corrente di perdita trascurabile finché la tensione ai capi del componente non supera il valore di tensione di rottura inversa. Oltrepastata questa condizione, il diodo non riesce più a garantire l'unidirezionalità del flusso di corrente.

Considerando delle condizioni di funzionamento normali, nelle quali la tensione di polarizzazione inversa non raggiunge il valore di rottura, la combinazione di tensioni molto basse nello stato di conduzione e la presenza di correnti di perdita molto piccole

¹ Mohan N., Undeland M., Robbins P., *Power Electronics*, 1989-1995, John Wiley & Sons

nello stato di blocco, permette di idealizzare le caratteristiche i-v del diodo come mostrato nella figura 1.2 c.

1.2. Funzionamento e caratteristica statica di un tiristore

I tiristori, conosciuti anche come *Silicon Controlled Rectifier* (SCR), sono alcuni dei dispositivi a semiconduttore più utilizzati nell'ambito dell'elettronica di potenza. Utilizzati come interruttori commutabili, questi componenti sono caratterizzati da un flusso di corrente monodirezionale e dalla presenza di tre terminali: Anodo (A), Catodo (C) e *Gate* di pilotaggio (G). In figura 1.3a è possibile osservare il simbolo circuitale di un tiristore.

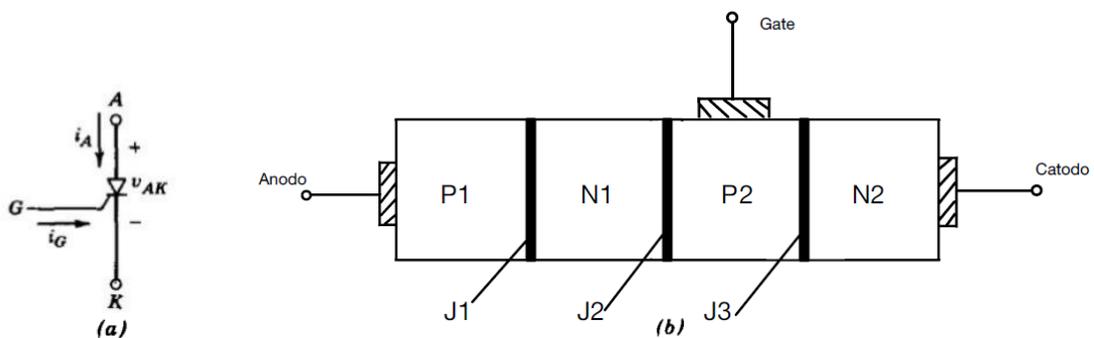


Figura 1.3 Simbolo circuitale (a) e schema struttura SCR (b)

La struttura di un SCR, come visibile in figura 1.3b, è composta da quattro strati di semiconduttori p-n-p-n. A partire dal lato anodo, la struttura è composta da un primo strato di diffusione P1, che svolge il ruolo di emettitore dell'anodo. Il secondo *layer* N1, noto come zona di blocco, è costituito da un'ampia base di tipo n a bassa resistività e si interfaccia con lo strato di diffusione P1 mediante la giunzione J1. Procedendo verso il lato catodo, il *layer* N1 si trova in contatto per mezzo della giunzione J2 con uno strato semiconduttore caratterizzato da un eccesso di cariche positive p. Tale regione prende il nome di zona di comando P2. Infine, la giunzione J3 svolge il ruolo di interfaccia tra la zona di comando P2 e l'emettitore del catodo N2. In generale quest'ultimo strato di diffusione N2 presenta una concentrazione di cariche negative maggiore rispetto alla zona di blocco N1.

Gli strati P1 e N2 sono dotati di contatti ohmici che formano rispettivamente i terminali di anodo e catodo; un terzo contatto in corrispondenza della zona di comando P2 funge da terminale di *gate*.

Facendo riferimento alla figura 1.4a, quando l'anodo viene polarizzato negativamente rispetto al catodo, e le giunzioni J1 e J2 sono inversamente polarizzate, il tiristore si trova nella regione di blocco inverso. Poiché N1 è molto meno drogato o ha una resistività più elevata rispetto a N2, J1 supporta praticamente tutta la tensione applicata e le caratteristiche corrente-tensione hanno lo stesso andamento del caso di diodo polarizzato inversamente. Esattamente come accade per i diodi, se la differenza di potenziale tra catodo ed anodo aumenta, può essere superato il valore di tensione inversa di rottura ed il componente non riesce più a garantire la condizione di blocco.

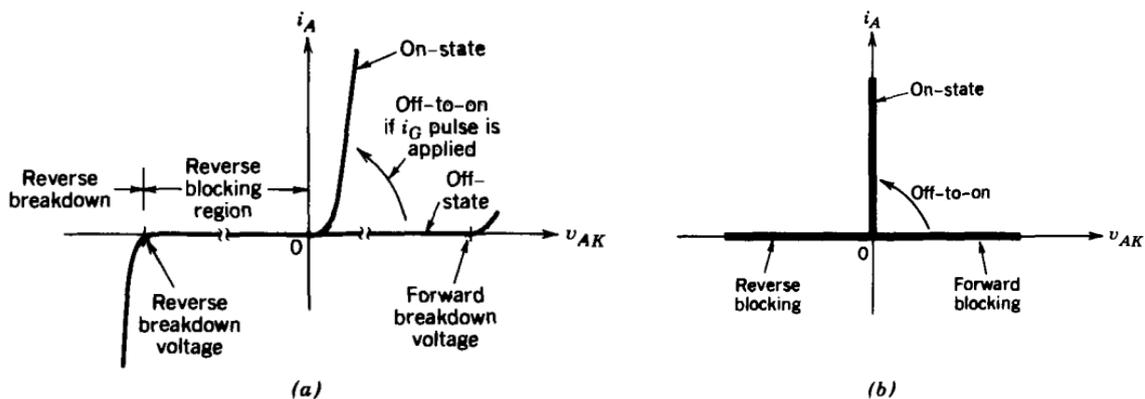


Figura 1.4 Tiristore: Caratteristica reale $i-v$ (a), Caratteristica ideale $i-v$ (b)²

Anche quando l'anodo viene polarizzato positivamente il tiristore si oppone alla conduzione: questo stato prende il nome di blocco diretto. In questa condizione, J2 è l'unica giunzione polarizzata inversamente e supporta tutta la tensione applicata impedendo il passaggio di corrente. Aumentando la differenza di potenziale anodo-catodo oltre il valore di tensione diretta di rottura, la corrente inizia ad aumentare rapidamente e l'SCR passa in uno stato di conduzione. È importante sottolineare che questa condizione di commutazione spontanea non è desiderata e potrebbe comportare il danneggiamento del componente elettronico.

A partire dalla condizione di blocco diretto, il tiristore può essere posto correttamente nello stato di conduzione applicando un breve impulso di corrente positiva al *gate*. Tale

² Mohan N., Undeland M., Robbins P., *Power Electronics*, 1989-1995, John Wiley & Sons

segnale di pilotaggio modifica la polarità della giunzione J2 e permette dunque il passaggio della corrente. La relazione i-v risultante è mostrata nella parte di conduzione della caratteristica nella figura 1.4a. I valori tipici della caduta di tensione in polarità diretta nello stato di conduzione sono solo di alcuni volt.

Una volta che il dispositivo inizia a condurre, questo rimane bloccato nello stato di conduzione. Il tiristore non può essere spento tramite il *gate*. Quando ai capi del componente viene applicata una tensione inversa e di conseguenza la corrente dell'anodo cerca di diventare negativa, il tiristore si spegne e la corrente si annulla.

Di solito, i valori delle tensioni di blocco diretto ed inverso sono le stesse. Per quanto riguarda invece i valori di corrente di riferimento in sede progettuale, si fa riferimento alla massima corrente efficace e ai valori di corrente media che il componente può condurre.

Trattandosi di un dispositivo unidirezionale l'SCR può essere classificato come un componente elettronico dalla conduzione inversa interdetta, esattamente come un diodo.

1.2.1. Effetto della temperatura sulla caratteristica tensione-corrente e ruolo della corrente di picco

Il valore assunto dalla caduta di tensione diretta ai capi di un tiristore non dipende solo della corrente che lo attraversa, ma è anche funzione dei parametri che descrivono la dissipazione termica durante la fase di conduzione.

In particolare, come visibile in figura 1.5, la temperatura di lavoro è uno dei parametri da valutare per massimizzare la capacità di corrente gestibile dal dispositivo. Come si osserva, l'incremento di temperatura tende a ridurre la pendenza della curva che descrive lo stato di condizione nel diagramma i-v; di conseguenza a parità di corrente che attraversa il componente, la caduta di tensione diretta aumenta con l'aumentare della temperatura. È dunque fondamentale, durante la scelta del componente, valutare le caratteristiche statiche in funzione della temperatura di lavoro.

Un secondo parametro molto importante da tenere in considerazione è la massima corrente istantanea sopportabile dal dispositivo senza che questo si danneggi. Durante

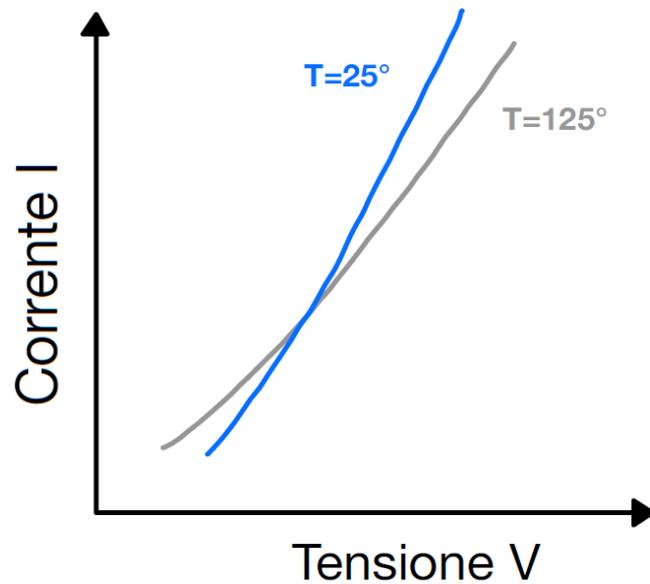


Figura 1.5 Caratteristica tensione-corrente in funzione della temperatura

la fase di selezione del dispositivo per l'applicazione specifica, è importante assicurarsi che la corrente di picco specificata sia sufficientemente elevata per gestire eventuali variazioni temporanee nella corrente di alimentazione del carico, evitando così malfunzionamenti o danni permanenti al dispositivo; il passaggio di una sovracorrente potrebbe indurre un surriscaldamento potenzialmente critico.

Considerazioni analoghe a quelle riportate all'interno di questo paragrafo possono essere ripetute anche per i diodi.

1.3. Struttura di un diodo/tiristore a disco: confronto tra stud-base ed hockey-puck

All'interno della famiglia di componenti elettronici a disco, esistono svariate soluzioni, tra cui gli *hockey-puck*, conosciuti anche come *double-side pressure pack* o semplicemente *press-pack*. Questa tipologia di componente elettronico, caratterizzato dalla necessità di essere soggetto a carichi di compressione per il corretto funzionamento, ha riscosso notevolmente successo andando a rimpiazzare moltissimi componenti a disco tradizionali, tra cui gli *stud-base*.

Con il fine di rimarcare le differenze e i vantaggi funzionali di un *hockey-puck* rispetto a un comune componente a disco, si procede alla descrizione della struttura di un SCR *stud-base*.

L'unità base di un tiristore di potenza *stud-base* è costituita da un *wafer* in silicio contenente la struttura di diffusione p-n-p-n descritta nel paragrafo precedente: tale unità base è caratterizzata da una forma cilindrica e comprende i contatti ohmici per effettuare il collegamento del dispositivo con il catodo, l'anodo ed il gate. In figura 1.6 è riportata la struttura dell'unità base di un tiristore di potenza.

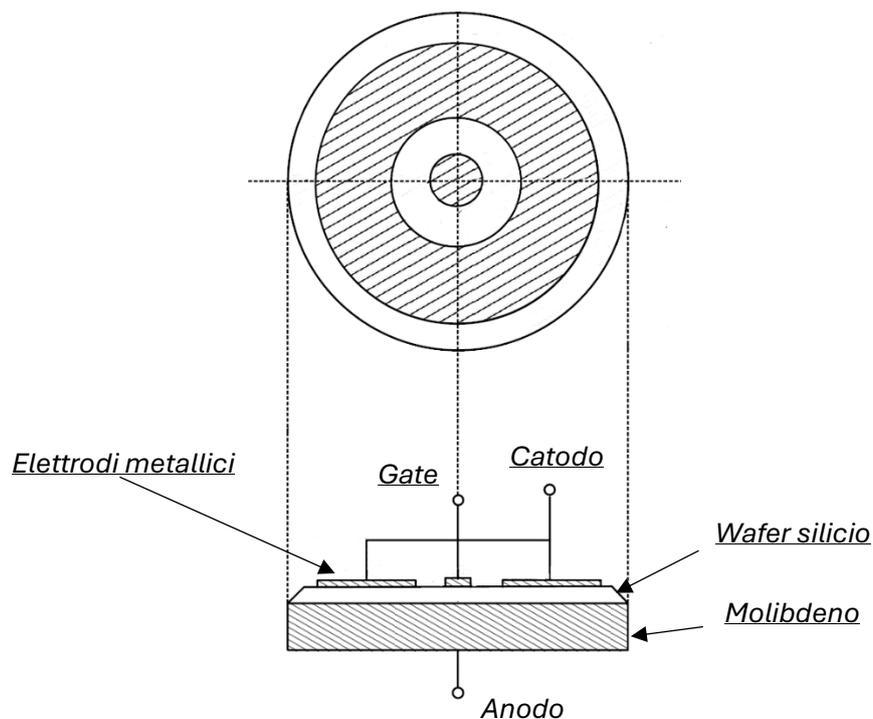


Figura 1.6 Struttura dell'unità base di un tiristore di potenza

Il contatto anodico nella *basic unit* è garantito dalla brasatura di uno spesso strato di molibdeno sul *wafer* in silicio: il materiale di apporto utilizzato è una lega Al-Si eutettica. La realizzazione di questa connessione permette inoltre di incrementare la resistenza meccanica del fragile *wafer* in silicio. Anche le connessioni al catodo e al gate presenti sulla *basic unit* vengono ottenute mediante brasatura, vincolando gli elettrodi metallici sulla superficie superiore del *wafer*.

La struttura dello *stud-base*, figura 1.7, prevede la saldatura del lato anodico della *basic unit* su un supporto in rame dotato di un gambo filettato che ne permette l'avvitamento su un dissipatore di calore. Per quanto riguarda la protezione meccanica della *basic unit*, questa viene fornita da un involucro opportunamente accoppiato sul supporto in rame.

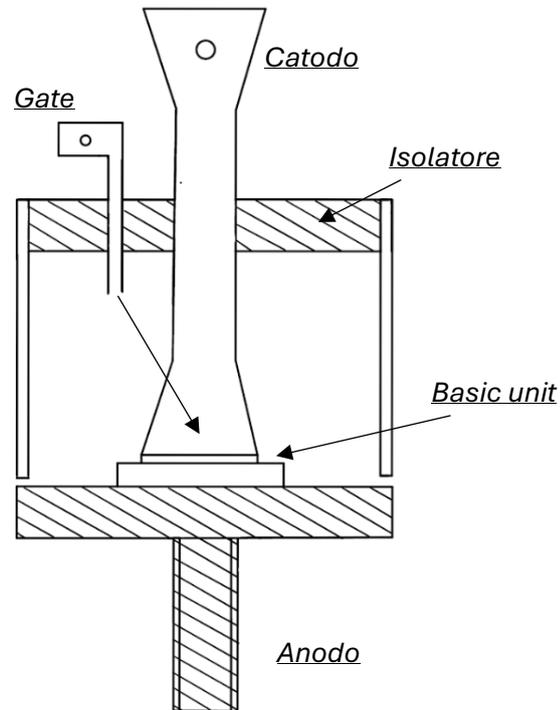


Figura 1.7 Tiristore stud base

Tale struttura protettiva è integrata con le connessioni fisiche per alimentare in sicurezza il componente senza rischiare di compromettere il funzionamento della *basic unit*.

In questo caso, il raffreddamento della *basic unit* è monolaterale. Le problematiche derivanti, associate al controllo della temperatura di giunzione, limitano la corrente media in conduzione e riducono la vita del componente elettronico a causa dell'invecchiamento precoce dello strato di saldatura.

Si osservi che tale tipologia di componente è unicamente disponibile nella configurazione con l'anodo rivolto verso la base, polarità inversa. Questa caratteristica impedisce la realizzazione di collegamenti in antiparallelo utilizzando un unico dissipatore.

La necessità di utilizzare tecniche di brasatura per garantire la stabilità dei contatti elettrici ha come contro l'introduzione di sovratensioni durante i cicli termici, che riducono il tempo di vita del componente elettronico. Difatti, la differenza tra i coefficienti

di espansione termica del materiale di apporto rispetto sia al silicio che al molibdeno, genera durante i cicli termici, un incremento degli stress tangenziali associati allo scorrimento dei vari *layer*. Difatti, con il ripetersi dei cicli termici, gli *stress* meccanici associati ai diversi coefficienti di espansione termica dei vari strati, possono causare la nucleazione e l'espansione di cricche all'interno del *wafer* in silicio. Tali cricche possono crescere fino alla macro-rottura del cristallo di silicio; in questa condizione le zone interessate del fenomeno perdono la capacità di blocco di tensione e il componente si comporta come un corto circuito.

L'entità delle sovratensioni associate agli *stress* tangenziali durante i cicli termici aumenta con l'aumentare dell'area di brasatura: per questa ragione non esistono componenti *stud-base* con elevati diametri di *wafer*.

Queste considerazioni hanno portato allo sviluppo di una tecnica di incapsulamento in grado di consentire il raffreddamento bilaterale del componente, evitandone al tempo stesso l'ancoraggio meccanico alla capsula: i tiristori *hockey-puck*. In figura 1.8 è possibile visualizzare la struttura schematizzata di un SCR *hockey-puck*.

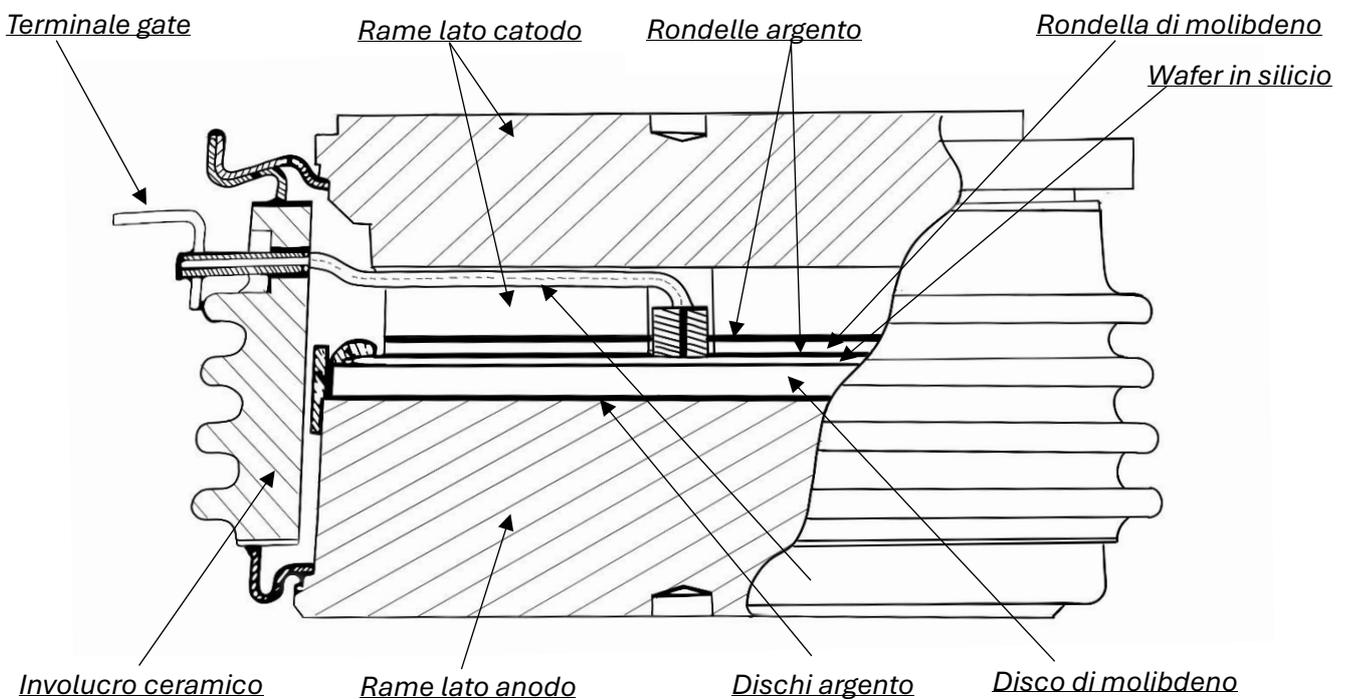


Figura 1.8 struttura di un double-side pressure pack/press-pack/hockey puck

Nel caso dei componenti *press-pack*, i contatti elettrici e termici realizzati tra il *wafer* in silicio, contenente la struttura di diffusione p-n-p-n, e le superfici anodiche, catodiche e di gate, vengono garantiti dall'applicazione di una forza di compressione applicata normalmente alle superfici polari del componente elettronico.

Facendo riferimento alla generica struttura interna di un SCR *press-pack*, figura 1.8, si osserva che sia sopra che sotto il *wafer* in silicio sono posizionati due strati in argento: nello specifico una rondella lato catodo e un disco lato anodo. Queste componenti hanno come compito principale quello di ridurre le sovratensioni generate dagli attriti durante i cicli termici. Inoltre, grazie alla scelta di utilizzare una rondella in argento sul lato catodo, è possibile ricavare il terminale di gate ed inserire una rondella di molibdeno anche sul lato catodo.

Sia il sostegno in molibdeno lato anodo che quello lato catodo si riscontrano, per mezzo ulteriori rondelle/dischi in argento, sulle corrispondenti superfici cilindriche in rame. Le superfici piane esterne di questi cilindri in rame coincidono con le superfici polari anodiche e catodiche da comprimere.

Per evitare ogni possibile danno della struttura interna, i componenti *hockey-puck* presentano un involucro ceramico protettivo. Tale strato ermetico, oltre che svolgere un ruolo importante nella protezione della *basic unit*, fornisce l'isolamento elettrico necessario per evitare la formazione di scariche superficiali o in aria. La tipologia di involucro dipende dai requisiti dell'applicazione ed in particolare dalla potenza da gestire dal dispositivo.

In figura 1.9 viene riportata un'immagine ritraente alcuni esempi di componenti *press-pack*.

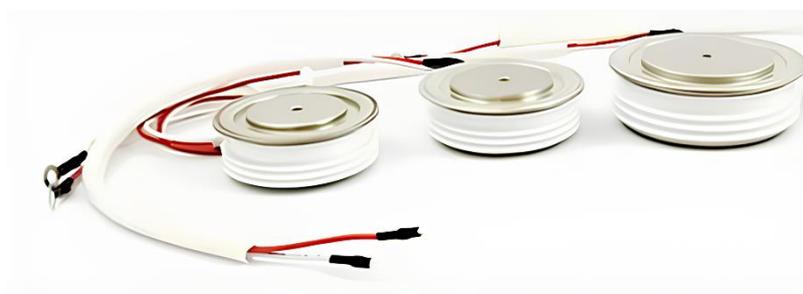


Figura 1.9 Esempi di SCR *press-pack*³

³Nei componenti *press-pack*, i contatti elettrici e termici tra la *basic unit* e le superfici anodiche, catodiche e di gate non sono garantiti a priori: i poli in rame devono essere infatti compressi tra di loro, grazie all'applicazione di un carico esterno (tipicamente 15 MN/m²), per garantire la formazione delle connessioni elettriche e termiche necessarie. Ne segue dunque che, tale tipologia di componente debba essere necessariamente integrato all'interno di organi di compressione che ne permettano il funzionamento.

Inoltre, la forza di compressione deve essere distribuita omogeneamente sulle superfici di riscontro del semiconduttore di potenza; per ottenere tale effetto è necessario che gli organi di compressione applichino un carico normale ai poli del componente *press-pack* e che le superfici messe in accosto, anodo e catodo del componente con le superfici di riscontro (solette) del dissipatore, rispettino i requisiti di planarità e rugosità massima.

Questa tipologia di incapsulamento, prevedendo un raffreddamento bilaterale, garantisce un miglior sistema di raffreddamento delle giunzioni: i componenti *press-pack* possono dunque essere utilizzati per applicazioni di potenza in media tensione.

La struttura *hockey puck* si rivela molto più affidabile rispetto agli *stud base*: difatti lo stress generato dalla presenza di materiali in accosto caratterizzati da differenti coefficienti di dilatazione termica, risulta molto meno critica, quando non avvengono fenomeni di ricristallizzazione. Inoltre, la presenza delle rondelle in argento riduce ulteriormente gli attriti tra le varie parti.

La struttura *hockey puck* consente inoltre di utilizzare il componente elettronico sia nella configurazione con polarità diretta che con polarità indiretta. Avendo questa versatilità, l'*hockey puck* offre al progettista molta più libertà per la creazione di circuiti con diodi/SCR in serie, parallelo e antiparallelo.

Considerazioni analoghe a quelle riportate in questo capitolo possono essere perfettamente replicate per quanto riguarda la struttura ed il principio di funzionamento di diodi *press-pack*. Le uniche differenze riguardano la composizione della *basic unit*, struttura di diffusione *p-n*, e l'assenza del terminale di gate.

³ Immagine tratta dal datasheet del 5STP 10T1600 ABB. Link al datasheet: <https://it.asenergi.com/products/thyristors-5stp/5stp10t1600.html>

I prodotti *Green Power Solutions*, oggetto della seguente tesi, sono sistemi di compressione ideati per garantire il corretto funzionamento di diodi/SCR *hockey puck*.

1.4. Hockey puck: parametri funzione del modulo e della direzione del carico di compressione

Come anticipato nel paragrafo precedente, è molto importante che la forza di compressione sia applicata in modo uniforme e che sia diretta perpendicolarmente rispetto ai poli del dispositivo *press-pack*.

Anche la finitura superficiale e la planarità delle superfici di riscontro giocano un ruolo fondamentale per una corretta distribuzione del flusso di corrente. Difatti, se la finitura superficiale risulta grossolana o le superfici di accosto presentano tolleranze di planarità troppo elevate, le superfici dei conduttori entreranno in contatto con lo scambiatore di calore solo in pochi punti con la conseguente formazione di *Hot-Spot* (punti in cui la corrente passa con un'intensità superiore a quella prevista). Ne consegue un aumento localizzato della resistenza termica di contatto e l'innalzamento della temperatura delle giunzioni. A partire da questa condizione si possono verificare effetti a valanga che portano in tempi brevi al fallimento catastrofico ed alla morte prematura del dispositivo elettronico.

In generale, per ovviare a tale problematica sia le superfici piane dei poli del semiconduttore sia le superfici di riscontro dell'*heatsink* presentano rugosità inferiori a $0.8 \mu\text{m}$ e tolleranze di planarità risultano inferiori a 0.1 mm . Infine, per migliorare ulteriormente il comportamento durante la fase di conduzione è buona pratica spalmare un velo sottile di pasta termica, tipo Penetrox A, sui poli del componente *press-pack* e sulle superfici di riscontro dello scambiatore di calore.

La formazione di *Hot-Spot* può essere dovuta anche all'effetto dell'applicazione di un carico non perpendicolare alle superfici polari dei componenti: come vedremo nei prossimi paragrafi, un frettoloso serraggio degli organi di compressione può comportare anche la deformazione dei poli del componente press-pack. Questo tipo di montaggio, figura 1.10, riduce drasticamente l'efficienza ed il tempo di vita del dispositivo.

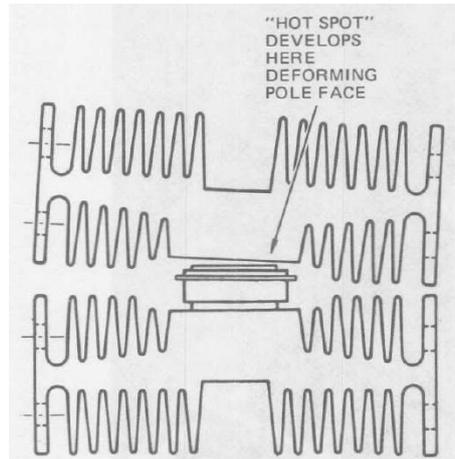


Figura 1.10 Hockey Puck con carico non perpendicolare⁴

Le figure 1.11 e 1.12 mostrano invece l'effetto della variazione della forza di serraggio (forza misurata in libbre) sulla resistenza termica e sul salto di tensione in conduzione su un dispositivo progettato per avere una forza applicata compresa tra 900 e 1100 libbre.

Come si osserva, sotto-clampare un *hockey pack*, ossia caricare in compressione il componente elettronico al di sotto del valore nominale, comporta un incremento sia della resistenza termica che un aumento della caduta di tensione in conduzione. L'aumento di questi parametri ha un'influenza negativa sulla durata della vita del componente elettronico e sulle dissipazioni di potenza.

Considerando quanto appena detto, dai grafici sembrerebbe addirittura meglio sovra-clampare il dispositivo per migliorarne l'efficienza e il tempo di vita. Purtroppo, questi grafici non mostrano direttamente gli effetti a catena dovuti all'incremento delle tensioni tangenziali tra i vari strati della *basic unit* nel momento in cui il componente elettronico viene eccessivamente sovra-clampato ed è soggetto a cicli termici.

⁴ Hoft G., *SCR applications handbook*, 1974-1977, International Rectifier

Ne segue dunque che il valore di compressione applicata al componente elettronico debba essere contenuto entro l'intervallo di forza dichiarato dal costruttore.

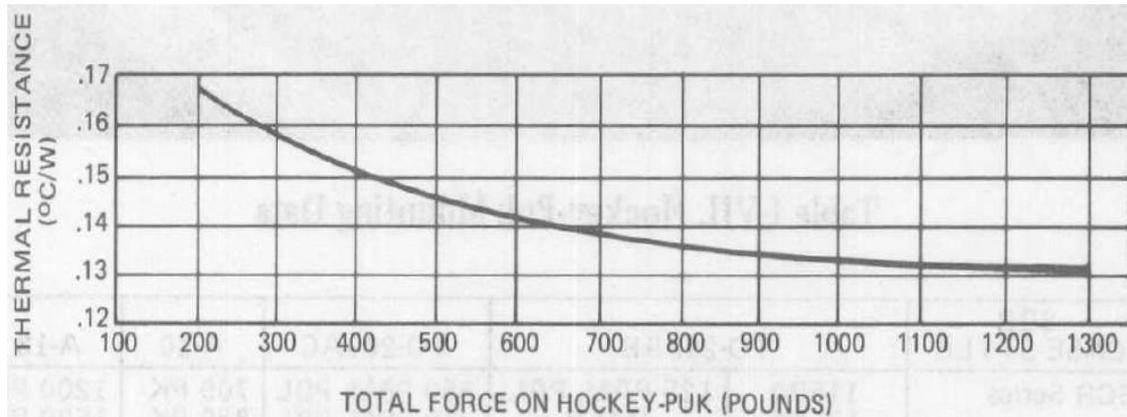


Figura 1.11 Andamento resistenza termica in funzione della forza di clampaggio⁵

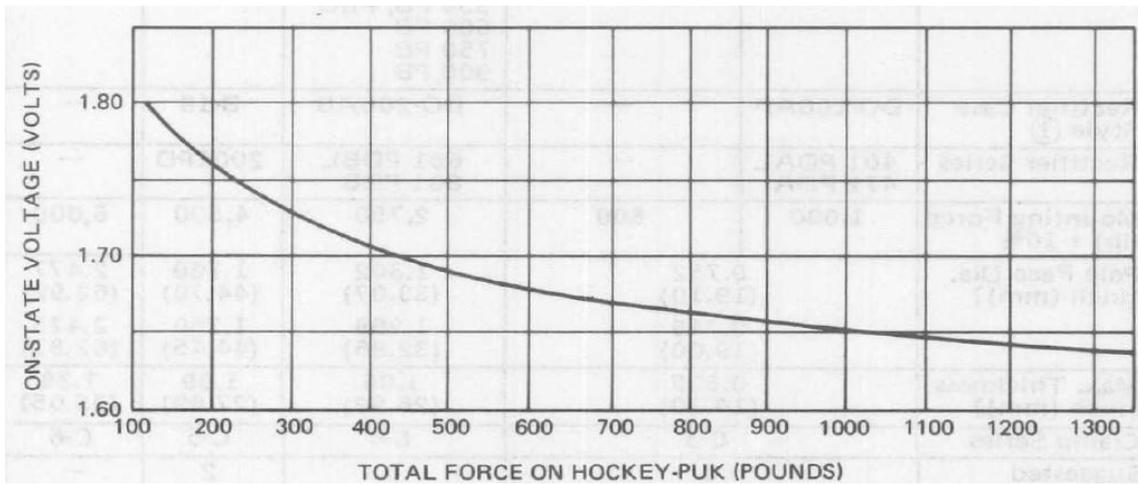


Figura 1.12 Andamento salto di tensione in conduzione in funzione della forza di clampaggio⁶

⁵ Hoft G., *SCR applications handbook*, 1974-1977, International Rectifier

⁶ Hoft G., *SCR applications handbook*, 1974-1977, International Rectifier

2. Sistemi di montaggio a compressione: stato dell'arte

Come accennato nel capitolo precedente, i diodi e tiristori *press-pack* necessitano dell'applicazione di un carico uniforme diretto normalmente rispetto ai poli per un corretto funzionamento.

In questo capitolo verranno dunque introdotte ed analizzate le due categorie merceologiche di sistemi di compressione per semiconduttori a disco più soventemente utilizzate: i *bar clamp* e i *box clamp*.

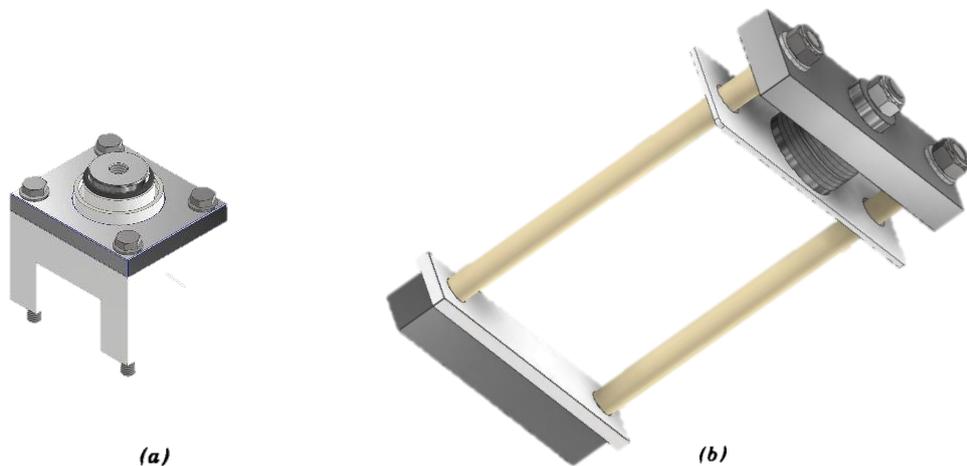


Figura 2.1 esempi illustrativi di box clamp (a) e bar clamp (b)

Prima di procedere con la descrizione di questi due sistemi di montaggio a compressione, in questo paragrafo focalizzeremo la nostra attenzione sui parametri necessari alla corretta scelta/progettazione del sistema di compressione e delle caratteristiche che questo deve rispettare.

Di solito la scelta del componente elettronico, come la scelta degli eventuali dissipatori di calore, viene effettuata in precedenza rispetto alla progettazione del sistema di compressione. La scelta della tipologia di diodo/SCR avviene in funzione dalle caratteristiche elettriche desiderate e delle condizioni di lavoro. Ne segue dunque che la

progettazione del sistema di compressione ha come scopo adattarsi ai vincoli imposti dalla scelta del *componente press-pack* e dall'applicazione.

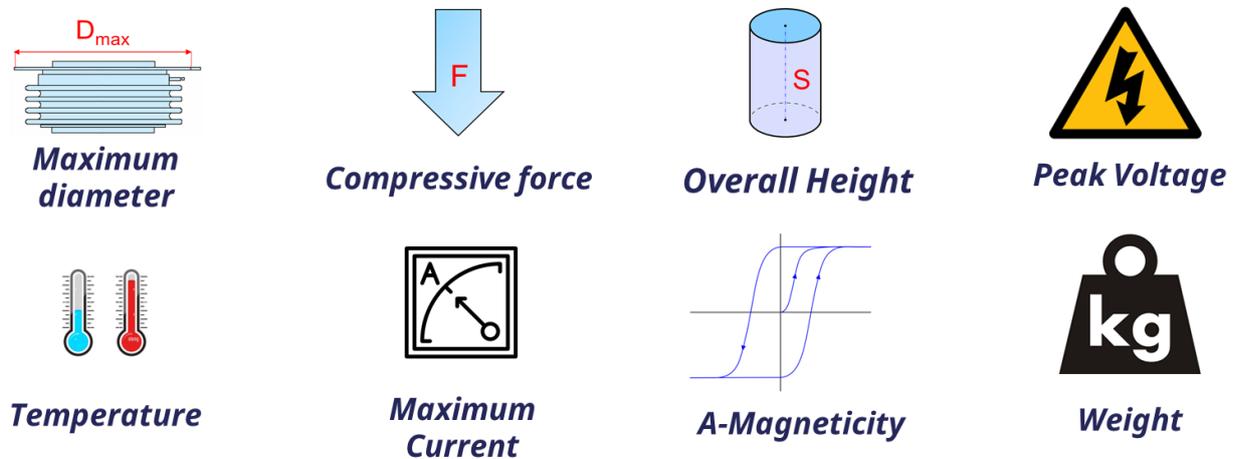


Figura 2.2 Icone presenti nei datasheet per indicare le caratteristiche principali del prodotto specifico

Facendo riferimento alle icone presenti in figura 2.2, vengono qui di seguito elencate i parametri da considerare durante la progettazione di un dispositivo a compressione:

- **Diametro massimo del componente *press-pack*:** il primo parametro di progetto da andare a considerare è il massimo diametro del diodo/tiristore *press-pack*. Questa dimensione è associata al diametro della flangia presente in prossimità del lato anodo del componente elettronico e non alla dimensione del polo del semiconduttore di potenza.
- **Forza di compressione nominale richiesta dal componente *press-pack*:** la dimensione del polo risulta, invece, essere strettamente correlata alla forza di compressione. Difatti, come anticipato nel capitolo precedente, è necessario applicare una forza omogenea diretta normalmente alle superfici circolari dei poli in rame per garantire la formazione dei contatti elettrici tra la *basic unit* e le superfici anodiche, catodiche e di gate. Il valore medio della pressione applicata ai poli deve essere all'incirca 15 MN/m^2 .
- **Ingombri dimensionali:** un terzo parametro di interesse durante la fase di progetto risultano essere gli ingombri dimensionali. Questi organi di

compressione devono essere integrati, insieme ai dissipatori di calore ed al componente compresso, all'interno di armadi di potenza. Gli spazi risultano essere molto vincolanti.

È inoltre fondamentale, durante la fase di progetto, valutare tutte le possibili problematiche dovute alle fasi assemblaggio e di successiva manutenzione. In generale, gli impianti alimentati mediante questi armadi di potenza rispettano ritmi industriali serrati e si fermano per brevi soste mensili durante le quali devono essere programmate tutte le finestre di manutenzione. Risulta dunque importante che gli addetti alla manutenzione non causino rallentamenti dovuti a una mala progettazione dei sistemi di compressione.

Tra le varie quote di ingombro, spicca per importanza lo spazio da *clampare*. In generale tale quota è pari alla somma tra lo spessore del componente elettronico, quello delle eventuali barre di collegamento elettrico e gli spessori delle solette dei dissipatori.

- **Temperatura di lavoro:** all'interno dei dispositivi di serraggio sono incorporati elementi realizzati in materiali polimerici o compositi, i quali possono ulteriormente limitare la massima temperatura di lavoro. Tali elementi sono necessari per garantire l'isolamento e le distanze di scarica elettrica in aria o superficiale in funzione del livello di tensione.
- **Tensione massima di lavoro:** il livello di tensione, e soprattutto il suo valore di picco massimo, riveste un ruolo fondamentale nel processo di progettazione. Difatti, conoscendo i livelli di tensione e sovratensione, è possibile determinare in base al *Comparative Tracking Index (CTI)*⁷ dei materiali isolanti utilizzati e al grado

⁷ Il CTI è una proprietà elettrica associata ai materiali isolanti che esprime la massima tensione in volt che un provino di materiale può sopportare durante l'esposizione a 50 gocce di acqua contaminata senza manifestare tracciamenti. Per tracciamenti si intendono i percorsi conduttivi non desiderati che si sviluppano a causa dello stress elettrico, dell'umidità e del livello di contaminazione all'interno di un materiale isolante. L'utilizzo di materiali con un CTI più elevato risulta preferibile in contesti dove l'elevata tensione richiede una notevole resistenza all'arco elettrico e alla conducibilità elettrica, specialmente in ambienti caratterizzati da umidità o contaminazione.

di inquinamento ambientale di lavoro, la minima distanza di scarica in aria e scarica superficiale per garantire un adeguato livello di isolamento. La normativa di riferimento seguita per il dimensionamento è l'UL840.

La minima distanza di scarica in aria, detta anche *clearance*, è la distanza più breve in aria tra due parti in tensione; si consideri che tale percorso non deve attraversare i corpi isolanti.

Per quanto riguarda invece la minima distanza di scarica superficiale, conosciuta come *creepage*, questa rappresenta la distanza più breve lungo la superficie di un materiale isolante tra due parti in tensione.

A differenza della *clearance distance*, il percorso utile per misurare la *creepage distance* non passa attraverso l'aria, ma è vincolato alla superficie dei corpi isolanti.

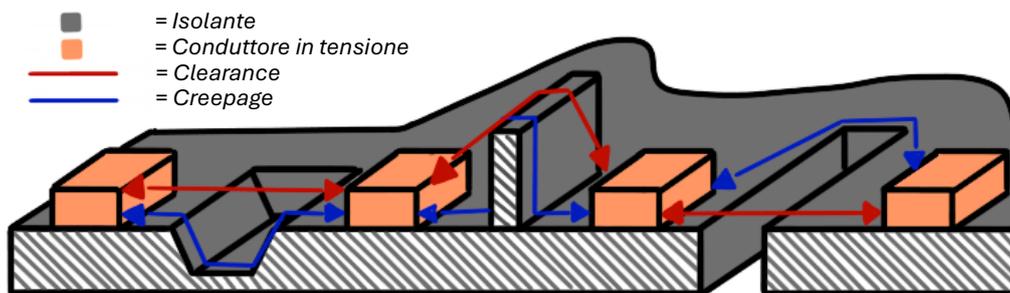


Figura 2.3 Distanza di scarica in aria e superficiale

- **Picco di corrente massima:** un ulteriore parametro elettrico di importanza fondamentale per la progettazione è la massima corrente che attraversa i poli del semiconduttore di potenza. Tale parametro in concomitanza con la tensione di lavoro, risulta fondamentale per stimare l'effetto delle dissipazioni termiche dovute alle correnti parassite di Foucault.

Poiché il flusso di corrente attraverso il diodo/SCR press-pack non è costante, la regione di spazio adiacente al componente elettronico è immersa in un campo elettrico variabile. Come previsto dalla legge di Faraday dell'induzione elettromagnetica, la presenza di un campo elettrico variabile induce la formazione di un campo magnetico variabile. La variazione di tale campo magnetico può generare a sua volta correnti indotte, chiamate correnti parassite o di Foucault. I

materiali elettricamente conduttivi, attraversati da tali correnti, tendono a surriscaldarsi e a dissipare energia, in funzione della propria resistività, per effetto Joule. Questo fenomeno, all'interno delle applicazioni oggetto di studio, può portare a perdite di efficienza e a un sovra riscaldamento localizzato non desiderato.

Nei prodotti destinati ad applicazioni con elevate correnti di picco, si preferisce dunque introdurre traferri per limitare la formazione di circuiti magnetici e sostituire i componenti critici con parti realizzate in acciaio inox o compositi, dotati di una maggior resistività elettrica.

- **Peso totale del modulo:** un ulteriore limite per la progettazione è rappresentato dal peso totale di un modulo. Difatti, un eccessivo incremento del peso della struttura rende più scomoda la movimentazione, l'assemblaggio ed il trasporto.

Oltre alle classiche applicazioni all'interno degli armadi di potenza, tali moduli, in bassa tensione, possono essere implementati all'interno di applicazioni militari, aeronautiche e navali: per alcune di queste applicazioni è richiesta la necessità di utilizzare solamente materiali amagnetici.

2.1. Progettazione di sistemi di montaggio per raffreddamento monolaterale: *Box clamp*

Nel presente capitolo esamineremo più approfonditamente la categoria merceologica dei *box clamp*. Questi sistemi di montaggio a compressione, a causa della loro configurazione, prevedono un raffreddamento monolaterale del diodo/SCR *press-pack*. Ne segue che tali prodotti siano destinati ad applicazioni in bassa/media tensione, dove le esigenze di dissipazione termica non eccedono e sono compatibili con le limitate le capacità di rimozione del calore offerte dal raffreddamento monolaterale.

In figura 2.4 vengono mostrati alcuni dei modelli di *box clamp* prodotti dalla Green Power Solutions. I prodotti appartenenti a tale categoria merceologica sono disponibili in differenti taglie e con carichi di compressione che possono variare dai 5 kN ai 24 kN.

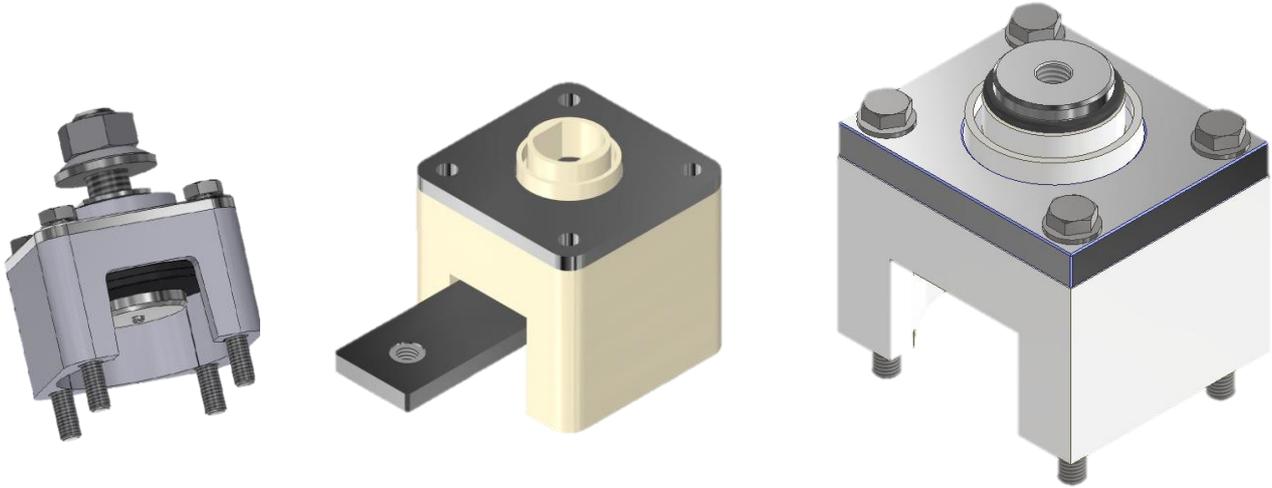


Figura 2.4 esempi di box clamp

Questi sistemi di compressione sono utilizzati per garantire una connessione sicura e stabile tra il dispositivo clampato e il circuito circostante. I *box clamp* forniscono inoltre una protezione meccanica al componente elettronico.

Tali prodotti sono classificati come sistemi di compressione a controllo di freccia. Difatti, come vedremo in modo più approfondito nei prossimi paragrafi, il controllo del carico applicato al componente elettronico avviene in modo indiretto vincolando il valore assunto dalla freccia del pacco di molle *Belleville*.

Nei successivi paragrafi si procederà inizialmente alla descrizione della struttura di un *box clamp* e delle parti che lo costituiscono. Durante l'analisi delle varie parti, saranno inoltre presentate diverse versioni di *box clamp* in base al range di carico applicabile, al diametro massimo del diodo/SCR, al materiale conduttivo del perno guidamolle ed al tipo di terminale in uscita.

In seguito, sarà introdotto lo strumento impiegato per il monitoraggio del piano parallelismo durante le fasi di serraggio e smontaggio: il dispositivo in questione prende il nome di "ragno".

Infine, gli ultimi paragrafi del capitolo 2.1 saranno dedicati ad approfondire il concetto di sistema a controllo di freccia e a descrivere la logica seguita per determinare la corretta composizione di un *box clamp*, in funzione del carico da applicare e dello spessore nominale del componente compresso. Si valuterà infine l'incertezza sulla forza di

compressione in funzione della tolleranza sulla quota nominale del componente *clampato*.

2.1.1. Descrizione struttura generale di un *box clamp*

In questo paragrafo, si procede alla descrizione della struttura dei *box clamp standard*, attualmente disponibili all'interno dei cataloghi Green Power Solutions. I prodotti GPS possono essere suddivisi in cinque macrocategorie, in funzione delle massime dimensioni del diodo/SCR *press-pack* clampabile: GB42, GB52, GB59, GB80 e GBM/F. Tali prodotti si distinguono inoltre, l'uno dall'altro, in funzione del range di forza applicabile.

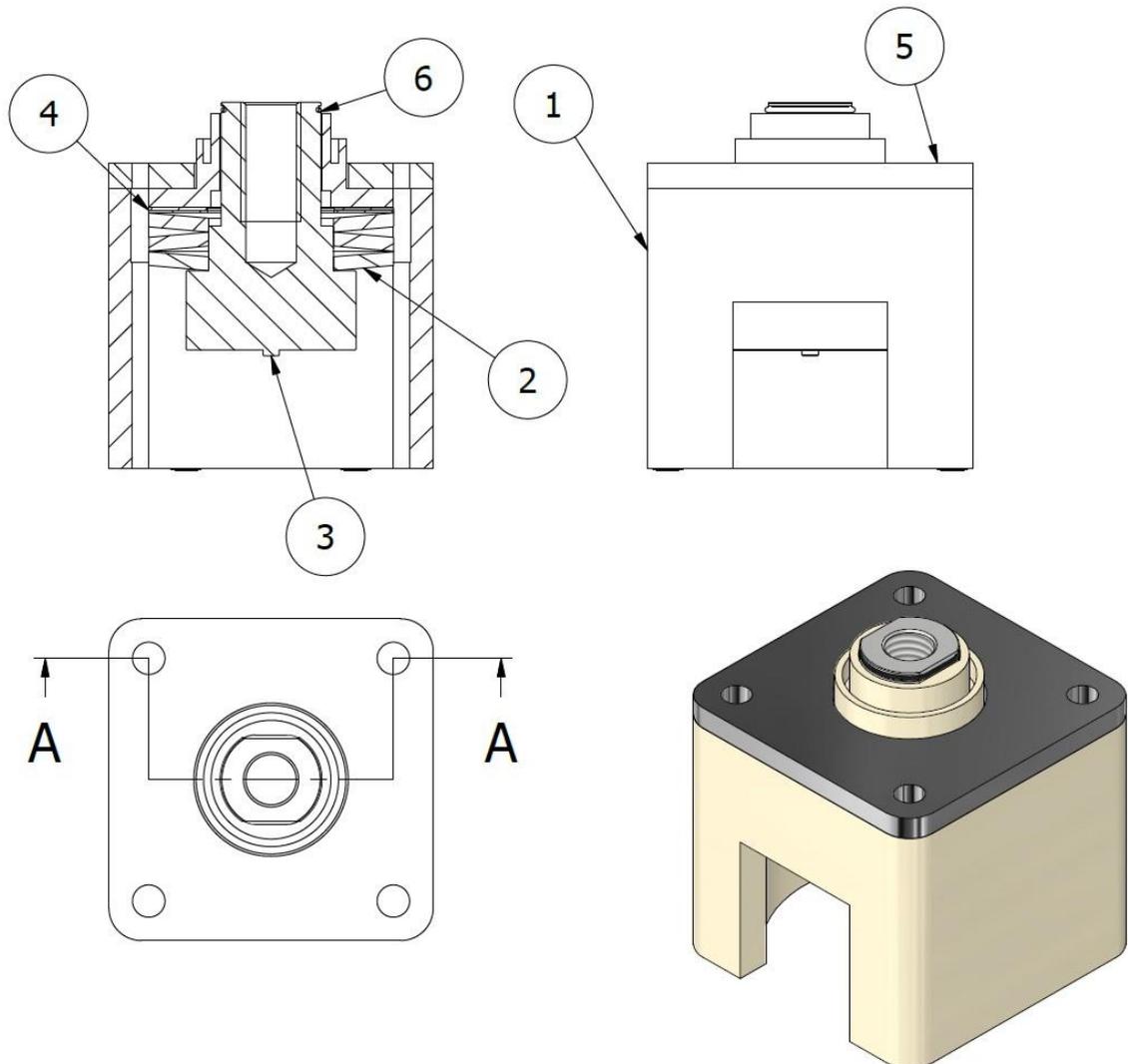


Figura 2.5 Messa in tavola pallinata per identificazione parti costituenti un *box clamp*

Facendo riferimento all'immagine 2.5, è possibile descrivere come segue le parti costituenti un generico *box clamp*:

- **1. Scatolotto isolante:** questa parte in materiale polimerico svolge un ruolo multifunzionale all'interno del sistema di serraggio. Oltre ad avere una funzione contenitiva e protettiva, riveste diversi compiti sia strutturali che d'isolamento.

Questa parte è prodotta mediante l'iniezione di materiali termoplastici, come il NORYL o il Ryton, oppure materiali termoindurenti, come il BMC, usando appositi stampi proprietari. Ciascuna delle cinque macrocategorie di *box clamp*, è caratterizzata da uno specifico modello di scatolotto isolante: dalle dimensioni interne di questo elemento dipendono il massimo diametro del componente clampabile, la massima altezza clampabile e il massimo valore di forza applicabile.

Tale struttura è progettata in modo da garantire, in sinergia con il pressore (pallinato 5), la resistenza in campo elastico agli stress meccanici generati a seguito dell'applicazione della forza di compressione.

Questa parte è anche opportunamente dimensionata in modo da garantire elevate distanze di scarica in aria e scarica superficiale; la presenza dello scatolotto isolante permette di allontanare le parti vive a potenziale anodico da quelle caratterizzate da un potenziale catodico.

La superficie inferiore dello scatolotto plastico svolge anche un ruolo di riscontro sul dissipatore: è dunque necessario rispettare stretti vincoli di planarità per permettere il corretto montaggio del dispositivo. In generale, per ridurre al minimo le aree da rettificare, lo stampo presenta quattro pozzetti negli angoli della superficie inferiore; in questo modo, lo scatolotto finito presenterà delle piccole areole circolari estruse da lavorare, le quali avranno successivamente il ruolo di garantire la planarità durante il montaggio sul dissipatore.

Facendo riferimento alla vista dall'alto, lo scatolotto presenta, in corrispondenza dei quattro angoli, dei fori passanti nei quali verranno inserite le viti per il fissaggio sul dissipatore. Come vedremo, la discesa del *box clamp* durante il serraggio sul dissipatore permette l'applicazione del carico al componente elettronico.

Infine, un'ultima caratteristica degli scatolotti isolanti, è la presenza di una finestra su una o più delle quattro facce laterali. Tale finestra viene utilizzata per guidare verso

l'esterno del *box clamp* i cavi di *gate* e per consentire l'uscita della barra laterale nei modelli con questo tipo di terminale superiore.

- **2. Pacco di molle a tazza:** i pacchi molle sono composti da molle *Belleville* opportunamente impilate. Tali componenti meccanici sono di fatto delle rondelle coniche in grado di sopportare e accumulare l'energia dovuta alla presenza di carichi assiali. Di fatto, sono questi gli elementi meccanici che, opportunamente precaricati, garantiscono la corretta forza di compressione sul diodo/SCR *press-pack*.

Il comportamento di una molla a tazza sotto carico dipende da diversi fattori, tra cui le sue caratteristiche geometriche, il materiale in cui è realizzata e le condizioni di lavoro.

Le caratteristiche geometriche che influenzano il comportamento di una molla a tazza includono: il diametro esterno D_e , il diametro interno D_i , lo spessore t e la freccia massima di compressione h_0 .

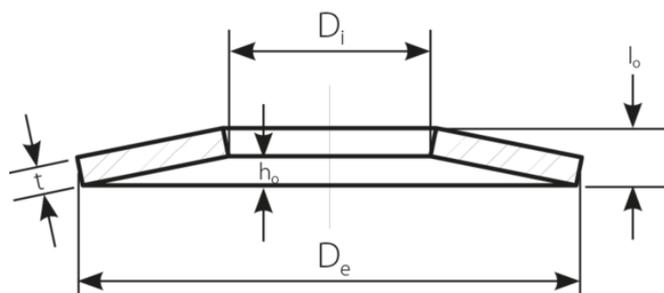


Figura 2.6 Quote dimensionali identificative⁸

Le molle a tazza possono essere realizzate con materiali standard, come l'acciaio C75S e il 51CrV4, oppure in materiali resistenti alla corrosione come l'acciaio X10CrNi18-8. Le molle realizzate con materiali standard necessitano di trattamenti addizionali per limitare gli effetti nocivi della corrosione.

Le molle utilizzate all'interno dei prodotti standard GPS sono realizzate in acciaio 51CrV4; per prevenire la corrosione dell'acciaio, tali molle vengono solitamente fosfatate e oliate.

⁸ Immagine tratta dal catalogo SCHNORR disponibile sul sito <https://www.schnorr-group.com/it/prodotti/molle-a-tazza/molle-a-tazza-norma>

Uno dei principali vantaggi delle molle *Belleville* è la possibilità di ottenere una differente curva forza-freccia a seconda della composizione scelta del pacco molle. La scelta della tipologia di molle e la composizione del pacco dipende a sua volta dall'applicazione e dalla dimensione dei poli dei componenti elettronici.

I produttori forniscono le curve forza-freccia o freccia-forza delle singole molle. In funzione della configurazione del pacco molle, molle in serie o in parallelo o miste, è necessario rielaborare tali grafici in modo da caratterizzare il comportamento del pacco molle.

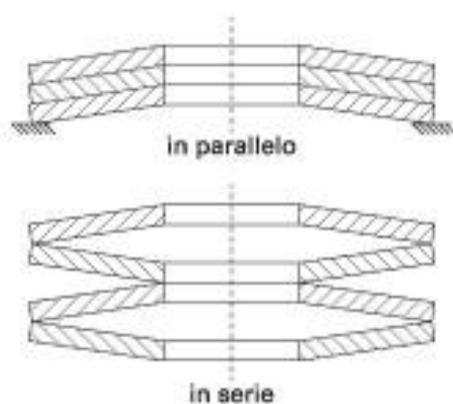


Figura 2.7 Schema molle Belleville in parallelo ed in serie⁹

Per quanto riguarda la famiglia dei *box clamp*, che lavorano a carichi relativamente bassi, si predilige l'utilizzo di pacchi molle costituiti da n molle a tazza in serie. Ciò permette, a parità di forza di compressione applicata, di incrementare di n volte la freccia totale del pacco. A parità di incertezza sullo spessore reale dei componenti elettronici e a parità di carico teoricamente applicato F_0 , l'incremento della freccia teorica f_0 permette di ridurre il range di variabilità della forza di compressione realmente applicata al componente.

⁹ Immagine tratta da <https://www.ilprogettistaindustriale.it/molle-a-tazza/>

Qui di seguito, figura 2.8, viene riportato un grafico di confronto tra l'andamento della curva freccia-forza di una singola molla a tazza e la curva freccia-forza del pacco molle costituito da tre molle a tazza disposte in serie. Il confronto è eseguito mantenendo fissa la dimensione delle molle. Si osservi come, a parità di carico di compressione, la freccia del pacco molle sia tre volte maggiore rispetto a quella subita dalla singola molla a tazza. Per ciascuna delle due curve è stata riportata anche la curva di interpolazione polinomiale.

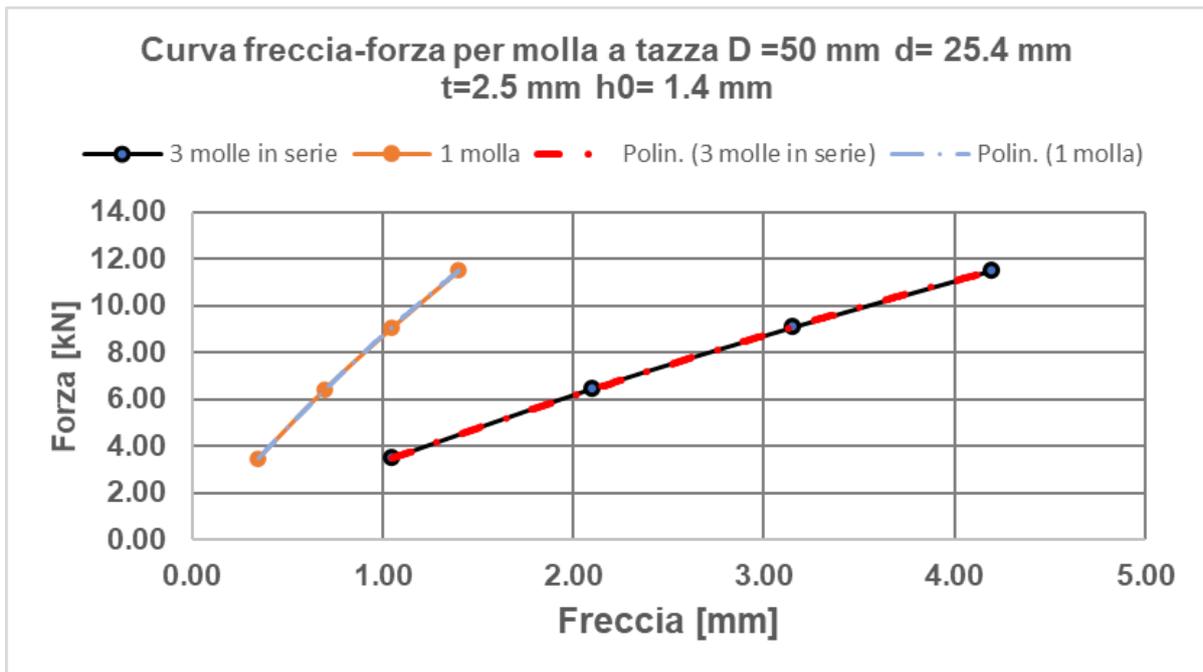


Figura 2.8 Grafico forza-freccia: singola molla a tazza vs e molle a tazza in serie

- **3. Perno guidamolle:** questo solido di rivoluzione a geometria cilindrica viene realizzato in materiale conduttivo come rame, alluminio o ottone e svolge diversi compiti all'interno di un *box clamp*.

Il perno guidamolle viene innanzitutto utilizzato come guida per il corretto posizionamento delle molle *Belleville* e degli spessori utilizzati. In particolare, quota parte della geometria svolge il ruolo di superficie di riscontro e sostegno del carico impartito dalle molle a tazza. Inoltre, la faccia piana inferiore del perno guidamolle è in contatto diretto con il polo superiore anodico o catodico del diodo/SCR press-pack; di conseguenza è necessario che la rugosità superficiale di tale faccia risulti sufficientemente bassa, tipicamente 0.8 μm , in modo da evitare fenomeni di

filamentazione della corrente. Tale faccia inferiore è inoltre caratterizzata dalla presenza di un piccolo pin estruso di materiale conduttivo utilizzato per il centraggio ed il posizionamento del componente elettronico all'interno del *box clamp*.

Essendo dunque il perno un componente in materiale conduttivo in tensione, anodica o catodica a seconda del verso del componente *press-pack*, è possibile utilizzare l'estremità uscente dallo scatolotto isolante come connettore. Ciò permette all'utente finale di disporre dell'aggancio necessario alla realizzazione del circuito elettrico specifico.

Attualmente, per ognuna delle cinque macrocategorie di *box clamp* standard, esistono tre diverse configurazioni di perni guidamolle (figura 2.9). Rispettivamente, il modello M prevede l'estroflessione del perno con un gambo filettato uscente nella parte superiore del *box clamp*, mentre la versione F è caratterizzata da un perno guidamolle con un foro filettato posizionato sempre sulla faccia superiore: infine, il modello B è composto una barretta orizzontale aggiuntiva, realizzata nello stesso materiale conduttivo del perno, che garantisce la presenza di un collegamento laterale attraverso la finestra presente sullo scatolotto isolante.

Un ulteriore vantaggio, intrinseco nella scelta dei materiali di cui è costituito il perno guidamolle, è la buona conducibilità termica; ciò permette ai diodi/SCR *press-pack*, destinati ad applicazioni con raffreddamento monolaterale come i *box clamp*, di incrementare leggermente la quota parte di potenza termica estratta verso l'esterno.

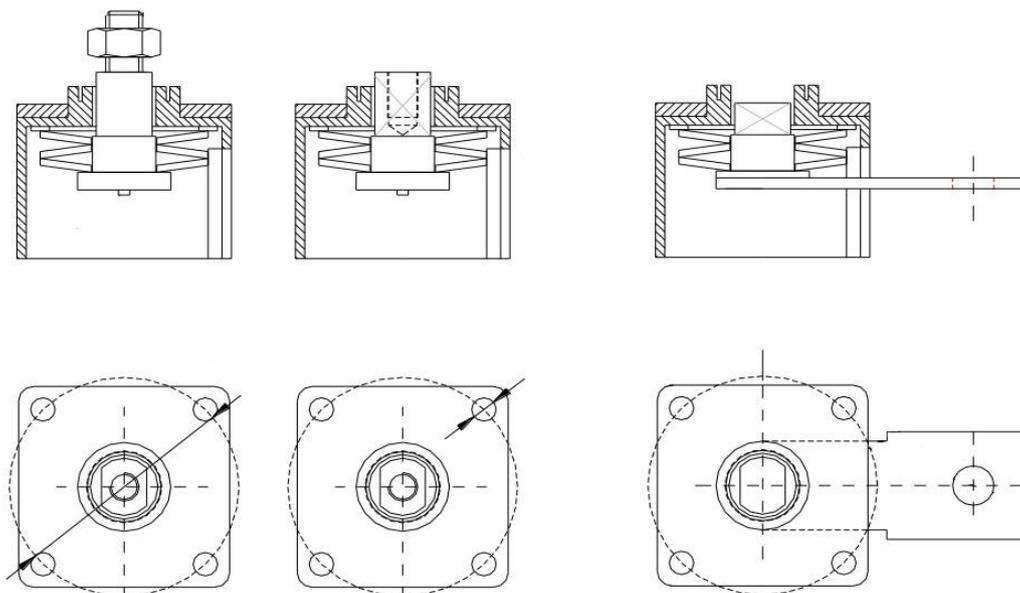


Figura 2.9 Da sinistra verso destra abbiamo i *box clamp* di tipo M, F e B

- **4. Spessori:** questi elementi, a forma di ciambella, e con spessori da 0.25 mm a 2 mm, vengono impilati sul perno guidamolle dopo l'inserimento delle molle a tazza. Lo scopo di tali *spacers* è adeguare lo spazio verticale disponibile all'interno dello scatolotto plastico allo spessore del diodo/SCR *press-pack* in modo da imporre la freccia desiderata al pacco molle. Il numero e lo spessore totale di questi elementi impilati permettono di personalizzare il *box clamp* in modo da adattarlo alle differenti condizioni di carico.

A parità di spessore dei componenti elettronici, l'incremento del numero di spessori all'interno di un *box clamp* comporta un aumento della freccia del pacco di molle a tazza: come vedremo, a questa condizione corrisponde un incremento della forza di compressione sul componente elettronico.

- **5. Pressore:** Questa parte in acciaio ha come fine quello di rafforzare la struttura, distribuire le tensioni e garantire una superficie di riscontro alle teste delle viti di serraggio. L'assenza di questo componente comporterebbe la deformazione locale permanente dello scatolotto isolante durante le fasi di montaggio/smontaggio a causa dei cicli termici durante il funzionamento del dispositivo.
- **6. O-ring:** Gli ultimi modelli di *box clamp* sviluppati e prodotti della Green Power Solutions S.R.L. dispongono di un'o-ring che aggiunge la funzionalità *undroppable* al prodotto.

L'o-ring, anche senza il diretto riscontro del *box clamp* sul dissipatore, previene la caduta del perno guidamolle e il conseguente sfilamento delle molle e degli spessori durante il maneggio, nonché durante il montaggio e lo smontaggio. Sebbene questo elemento non migliori il funzionamento del *box clamp*, esso garantisce vantaggi pratici durante le fasi di trasporto, di assemblaggio e soprattutto di manutenzione.

La caduta delle parti costituenti il *box clamp*, durante la manutenzione per la sostituzione dei diodi/tiristori, può avere conseguenze gravi durante la fase di riassetto. È probabile, infatti, che gli operatori addetti alle manutenzioni non siano a conoscenza del ruolo degli spessori e della composizione specifica del pacco molle. Di conseguenza, i *box clamp* vengono spesso riassetto in modo errato.

Questi errori non solo riducono la vita utile dei singoli componenti elettronici, ma possono anche generare effetti a catena indesiderati sull'intero circuito elettrico.

2.1.2. Sistema di monitoraggio del pian parallelismo durante il montaggio di un *box clamp*: il ragno

Dopo averne analizzato nel dettaglio la struttura, in questo paragrafo procediamo alla descrizione dei principali passaggi della procedura di serraggio di un *box clamp*.

Sebbene l'installazione di un *box clamp* sul dissipatore potrebbe sembrare un'operazione semplice, l'avvitamento di quattro viti, nella realtà si rivela una procedura molto delicata soprattutto quando si è obbligati ad operare in condizioni di scarsa visibilità e limitata accessibilità come, ad esempio, all'interno di un quadro elettrico nel corso di un intervento di manutenzione sul campo. La necessità di applicare un ben determinato carico che risulti distribuito omogeneamente sui poli del componente elettronico *press-pack*, implica la necessità di procedere con un serraggio manuale e controllato.

Durante il serraggio, il pressore e lo scatolotto isolante vengono spinti dalle teste delle quattro viti verso il riscontro sul dissipatore. Tale movimento vincola le molle Belleville a comprimersi. L'energia accumulata dal pacco molle viene applicata al diodo/SCR *hockey puck* per mezzo del perno guidamolle,

Risulta dunque importante avvitare gradualmente e in modo alternato le quattro viti, cercando di mantenere costantemente il pian parallelismo tra il pressore e la superficie del dissipatore.

Per tale fase di montaggio, non si consiglia l'utilizzo di chiavi dinamometriche. Questi strumenti prevedono lo sgancio della bussola nel momento in cui si raggiunge un valore fisso di coppia di serraggio. Purtroppo, per queste applicazioni, è importante caricare omogeneamente il componente elettronico e questo vincola l'operatore a procedere con un avvitamento alternato e graduale; non sono determinabili a priori valori fissi di coppie di serraggio che, applicate, garantiscano un montaggio sicuro del componente.

Nel caso in cui il pian parallelismo tra il pressore e la superficie del dissipatore non fosse monitorato, applicare un carico non omogeneamente distribuito sui poli del

semiconduttore di potenza potrebbe comportare il danneggiamento del componente stesso se non addirittura il rischio di strappare quota parte del dissipatore durante il montaggio.

Arrivati a questo punto, risulta necessario presentare lo strumento utilizzato sul campo per monitorare il piano parallelismo durante la procedura di serraggio: il ragno. In figura 2.10 è possibile osservare la struttura di tale componente. Gli ulteriori strumenti necessari per questa fase risultano essere: un cricchetto con bussola (della dimensione adeguata alla testa della vite di serraggio), gli spessori in dotazione con il ragno ed uno spessimetro.

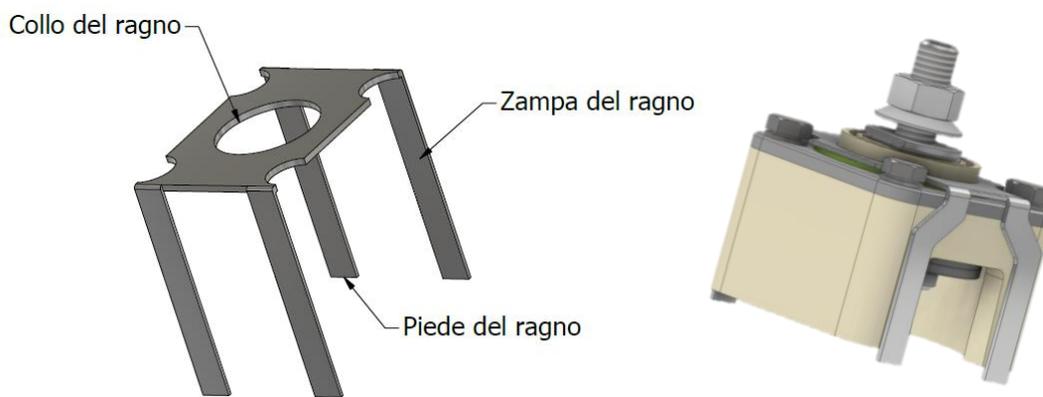


Figura 2.10 sistema di monitoraggio del piano parallelismo: il ragno

La procedura di assemblaggio prevede come prima operazione la lubrificazione della punta delle quattro viti utilizzate per il serraggio del *box clamp* sul dissipatore; nello specifico all'interno dei moduli GPS i filetti delle viti a testa esagonale DIN 931 vengono lubrificati con prodotti tipo WD-40. Tale operazione permette di ridurre l'attrito tra i filetti di vite e madrevite e facilitare l'operazione di avvitamento.

Dopo aver completato il primo passaggio, l'operatore può finalmente procedere all'avvitamento delle quattro viti utilizzando una chiave a cricchetto. La procedura richiede un approccio graduale: è fondamentale seguire una sequenza teorica di avvitamento a X e ruotare ciascuna vite di solo $\frac{1}{4}$ di giro prima di passare alla successiva.

L'operazione preliminare di avvitamento deve proseguire fin tanto che la distanza tra il pressore e il dissipatore sia all'incirca uguale all'altezza delle zampe del ragno. Giunti in questa condizione è possibile accoppiare il collo del ragno con la superficie superiore del

pressore e, successivamente, mediante piccoli aggiustamenti, avvitare o svitare uno o più delle quattro viti per ottenere anche il contatto dei quattro piedi del ragno sul dissipatore.

Quando il ragno è completamente in contatto con il pressore, senza essere parzialmente sollevato, e tutte e quattro i piedi del ragno sono in contatto con il dissipatore, possiamo essere certi di avere un buon grado di parallelismo tra il pressore e il dissipatore. Questa prima verifica di parallelismo, condizione “0” riportata in figura 2.11, è necessaria per procedere al completo avvitamento del *box clamp* senza il rischio di danneggiare il componente elettronico.

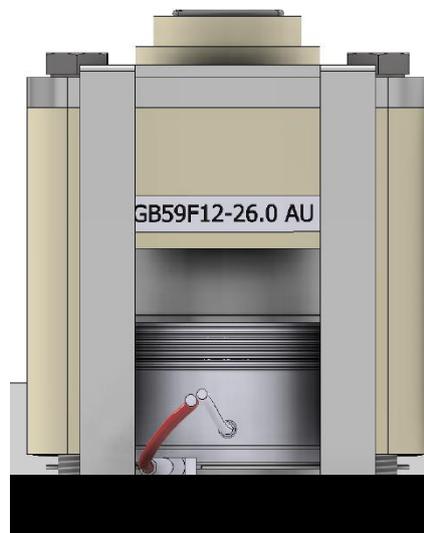


Figura 2.11 Prima verifica di pian parallelismo

Dopo essersi riportati in questa condizione “0”, è possibile inserire uno degli spessori circolari da 0.5 mm, in dotazione con il ragno, tra il pressore ed il ragno stesso: in questo modo i piedi del ragno risulteranno sollevati rispetto al riscontro sul dissipatore. A partire da questa condizione, l’operatore, senza rimuovere il ragno, può riprendere l’avvitamento graduale ed alternato delle quattro viti utilizzando i piedi del ragno come riferimento.

Tale nuova fase di avvitamento deve continuare fino al raggiungimento del contatto tra i piedi del ragno ed il dissipatore. Ovviamente per esser certo del parallelismo, è necessario inoltre controllare che il ragno non sia sollevato rispetto allo spessore aggiunto. Raggiunta la condizione descritta, l’operatore può aggiungere un nuovo spessore tra il ragno ed il pressore e successivamente ripetere l’operazione di avvitamento.

In figura 2.12 vengono riportate tre sequenze di montaggio con l'ausilio del ragno e degli spessori associati.

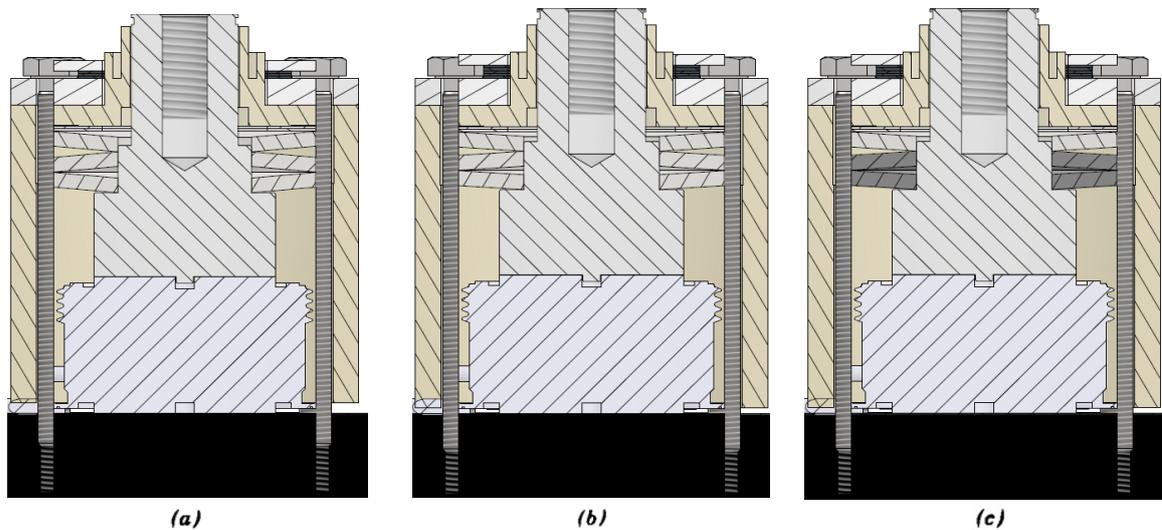


Figura 2.12 Sequenza di montaggio con ragno: figura a sinistra caratterizzata da 3 spessori (a), quella centrale da 5 spessori (b) e quella a destra da 6 spessori (c)

Al termine di ciascuna verifica sul pian parallelismo, prima di aggiungere un ulteriore spessore e continuare con l'avvitamento, è necessario verificare di non aver raggiunto il carico di compressione di progetto: tale condizione viene fatta coincidere con il completo accostamento dello scatolotto isolante con il dissipatore.

Ne segue dunque che con un semplice spessimetro sia necessario verificare la dimensione della luce tra lo scatolotto isolante ed il dissipatore. La procedura prescrive di interrompere il serraggio del *box clamp* nel momento in cui la dimensione di tale luce, in tutti e quattro gli angoli del prodotto, è inferiore a 0.1 mm. Giunti in questa condizione, il *box clamp* risulta correttamente serrato ed è dunque pronto per l'utilizzo.

Per quanto concerne la fase di smontaggio, l'ordine delle operazioni è solamente invertito: valgono le medesime considerazioni riportate in questo capitolo.

2.1.3. Composizione di un *box clamp* in funzione dell'altezza del componente *press-pack* e del carico di compressione nominale

Come emerso nei paragrafi precedenti, i *box clamp* sono degli organi di compressione per diodi/SCR *press-pack* a controllo di freccia. Ne segue dunque che il carico, applicato al semiconduttore, sia controllato indirettamente attraverso i vincoli imposti al pacco molle.

Una volta completamente serrato il *box clamp*, ossia quando lo scatolotto isolante è in appoggio sul dissipatore, il valore della freccia del pacco molle compresso risulterà tale da garantire il carico di compressione desiderato al componente elettronico. Per ottenere tale condizione, questi sistemi di carico sono stati progettati per poter adattare la propria composizione in funzione del carico di compressione desiderato e dello spessore del componente elettronico. La differenza fra lo spazio verticale disponibile all'interno del *box clamp* e lo spessore del dispositivo da comprimere determina la freccia applicata sulle molle e, di conseguenza, il carico applicato al dispositivo.

Ciascuna nuova macro-famiglia di *box clamp*, durante la fase di prototipazione, subisce dei test meccanici per verificare le entità delle deformazioni verticali. Un metodo semplice e diretto per tale verifica consiste nel montare un *box clamp*, nella condizione di carico più gravosa, su un dissipatore; successivamente, si misura e si confronta la distanza effettiva tra la cima del perno guidamolle e la superficie di riscontro sul dissipatore con il valore teorico atteso H_{TOT} . Questa differenza, per quanto riguarda tutti i modelli standard di *box clamp* marchiati Green Power Solutions, risulta essere nella realtà sperimentale un ordine di grandezza inferiore rispetto alle generiche tolleranze sugli spessori nominali dei diodi/SCR *press-pack*.

Considerando dunque trascurabili le deformazioni verticali, la corretta composizione di un *box clamp* è determinabile in funzione del carico di compressione voluto, dello spessore del componente H e degli ingombri verticali delle parti contenute all'interno dello scatolotto isolante.

Facendo riferimento a figura 2.13, lo spazio disponibile all'interno di *box clamp* serrato su un dissipatore è pari all'altezza interna dello scatolotto isolante S . All'interno di questo

spazio, indipendentemente dalla macrocategoria di appartenenza, devono essere contenuti:

- Lo spessore del componente elettronico H
- L'ingombro verticale del collare del perno guidamolle P
- L'altezza del pacco molle compresso h_F
- L'altezza totale della pila di spessori δ

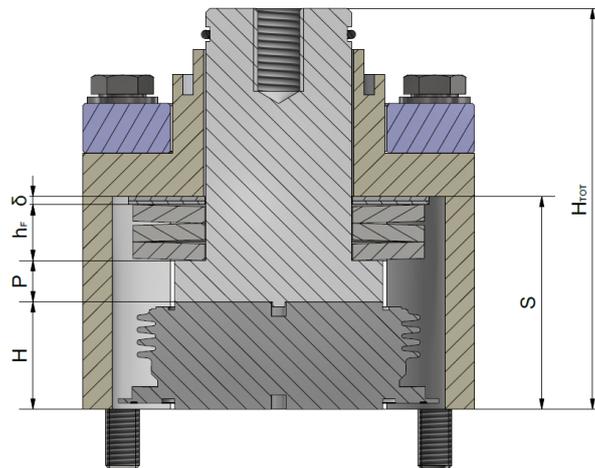


Figura 2.13 Ingombri verticali di box clamp completamente serrato

L'ingombro verticale del collare del perno guidamolle P , come lo spazio disponibile all'interno dello scatolotto isolante S , assumono valori costanti in funzione unicamente della macrocategoria di appartenenza del *box clamp* specifico. Anche l'altezza nominale del componente elettronico H , essendo un dato di progetto, è nota.

Per quanto riguarda invece l'altezza del pacco molle compresso h_F , tale quota è determinabile, in funzione del carico da applicare, a partire dalla curva freccia-forza della specifica molla a tazza utilizzata. Questa curva deve essere opportunamente rielaborata in funzione della composizione del pacco molle. Ne segue dunque che l'altezza del pacco molle compresso h_F è determinabile come la differenza tra l'altezza del pacco molle a riposo e la freccia subita del pacco molle nella condizione di carico.

Si precisa inoltre che, per ciascuna delle macrocategorie di *box clamp* standard, la struttura del pacco molle è fissa e non è funzione dalla richiesta di carico e/o dalla dimensione del componente. I *box clamp* più piccoli come il GB42 sono caratterizzati dalla presenza di un'unica molla *Belleville*, mentre i *box clamp* GBM/F, GB52, GB59 e GB80 sono caratterizzati dalla presenza di tre molle a tazza impilate in serie.

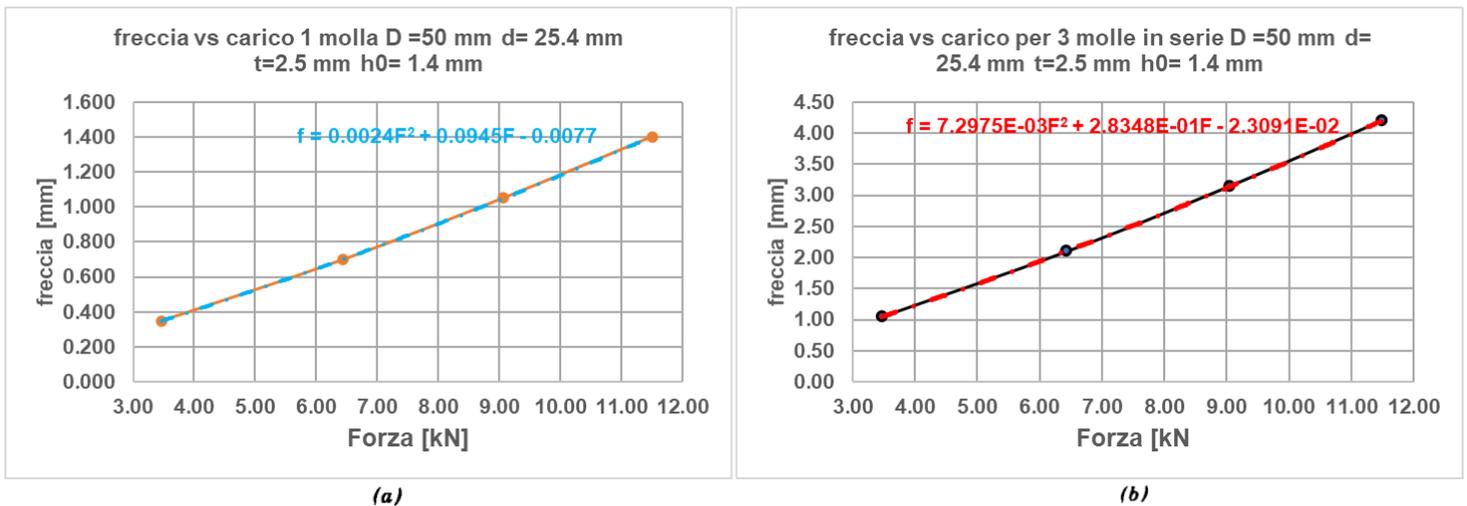


Figura 2.14 diagramma forza-freccia molle a tazza: sulla sinistra (a) abbiamo la curva fornita dal produttore caratterizzante la singola molla, sulla destra (b) è presente la curva caratterizzante un pacco molle costituito da 3 molle in serie. In ambo le figure, vengono riportate anche le linee di tendenza dei polinomi di secondo grado che interpolano tali curve.

Noti dunque a questo punto l'altezza interna dello scatolotto isolante S , lo spessore del componente elettronico H , l'ingombro verticale del collare del perno guidamolle P e l'altezza del pacco molle compresso h_F , è possibile ricavare come segue l'altezza totale della pila di spessori δ :

$$\delta = S - P - H - h_F$$

A questo punto è possibile dividere l'altezza totale della pila di spessori δ per l'ingombro verticale del singolo spessore scelto, in modo da ottenere il numero di spessori necessari. Ovviamente, gli spessori presentano ingombri verticali discreti e di conseguenza è quasi sempre presente un errore rispetto alla forza di compressione nominale voluta.

Qui di seguito, a titolo d'esempio, viene riportata la tabella di composizione di un GB59 che permette di visualizzare la scelta della tipologia di molle Belleville ed il numero di spessori in funzione di valori discreti di forze e spessore dei diodi/SCR *press-pack*.

Per ciascuna combinazione di forza nominale di compressione e di spessore del componente elettronico, mediante queste tabelle è possibile verificare:

- Lo spessore della molla elementare utilizzata per comporre il pacco molle
- Il numero N di spessori necessari per avvicinarsi al carico teorico di compressione
- Il carico F realmente applicato dal *box clamp*: tale valore non coincide con il carico nominale a causa dei valori discreti in termini di ingombro verticale degli spessori disponibili
- L'eventuale errore relativo all'uscita del perno dallo scatolotto isolante: è necessario che, in seguito al completamento del serraggio, la quota H_{tot} risulti maggiore dell'altezza massima dello scatolotto isolante.
- L'eventuale insufficienza di spazio interno allo scatolotto isolante per l'introdurre il numero minimo di spessori necessari per evitare la deformazione dello scatolotto isolante.
- L'eventuale raggiungimento della condizione critica di "pacco" del pacco molle (molle totalmente compresse)

Tabella composizione GB59

Diametri molle disponibili	Spessore della molla	Numero spessori da 0.5 mm
Molla a tazza D =50 mm d= 25.4 mm	s=2.5 mm	N= GUARDARE TABELLA
	s=3 mm	

		SPESSORE COMPONENTE [mm]													
		25	25.5	26	26.5	27	27.5	28	28.5	29	29.5	30	30.5	31	
FORZA [kN]	7.5	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=4 F=8kN	N=3 F=8kN	N=2 F=8kN	N=1 F=8kN	N=1 F=9.2kN	spazio insuff. F=9.2kN	spazio insuff. F=10.4kN	spazio insuff. F=11.5kN	molla a pacco	molla a pacco	
	8	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=5 F=9.2kN	N=4 F=9.2kN	N=3 F=9.2kN	N=2 F=9.2kN	N=1 F=9.2kN	N=1 F=10.4kN	spazio insuff. F=10.4kN	spazio insuff. F=11.5kN	molla a pacco	molla a pacco	
	8.5	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=5 F=9.2kN	N=4 F=9.2kN	N=3 F=9.2kN	N=2 F=9.2kN	N=1 F=9.2kN	N=1 F=10.4kN	spazio insuff. F=10.4kN	spazio insuff. F=11.5kN	molla a pacco	molla a pacco	
	9	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=5 F=9.2kN	N=4 F=9.2kN	N=3 F=9.2kN	N=2 F=9.2kN	N=1 F=9.2kN	N=1 F=10.4kN	spazio insuff. F=10.4kN	spazio insuff. F=11.5kN	molla a pacco	molla a pacco	
	9.5	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=6 F=10.4kN	N=5 F=10.4kN	N=4 F=10.4kN	N=3 F=10.4kN	N=2 F=10.4kN	N=1 F=10.4kN	N=1 F=11.5kN	spazio insuff. F=11.5kN	molla a pacco	molla a pacco	
	10	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=2 F=11.2kN	N=1 F=11.2kN	N=1 F=13.4kN	spazio insuff. F=13.4kN	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	10.5	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=2 F=11.2kN	N=1 F=11.2kN	N=1 F=13.4kN	spazio insuff. F=13.4kN	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	11	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=2 F=11.2kN	N=1 F=11.2kN	N=1 F=13.4kN	spazio insuff. F=13.4kN	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	11.5	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=3 F=13.4kN	N=2 F=13.4kN	N=1 F=13.4kN	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	12	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=3 F=13.4kN	N=2 F=13.4kN	N=1 F=13.4kN	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	12.5	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=3 F=13.4kN	N=2 F=13.4kN	N=1 F=13.4kN	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	13	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	N=3 F=13.4kN	N=2 F=13.4kN	N=1 F=13.4kN	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	13.5	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	14	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
	14.5	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco
15	errore uscita pestello	errore uscita pestello	errore uscita pestello	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	molla a pacco	

2.1.4. Tolleranza sul carico di compressione applicato in funzione dello spessore effettivo di un componente: metodo grafico ed analitico

Riprendendo i concetti espressi nel paragrafo precedente andiamo a effettuare una valutazione dell'incertezza sulla forza di compressione in funzione della tolleranza sulla quota nominale del componente clampato.

Prima di procedere con la trattazione dell'argomento centrale di questo capitolo, urge esporre brevemente una panoramica sui produttori di diodi/SCR *press-pack*.

In generale, i grandi produttori di semiconduttori europei ed americani tendono a caratterizzare molto bene i propri prodotti. Oltre alle dettagliatissime schede tecniche, tali produttori sono soliti eseguire test per valutare le proprietà elettriche, meccaniche e termiche realmente garantite da ciascuno dei componenti prodotti. In base ai risultati ottenuti, a ciascuno di questi semiconduttori di potenza viene associato un diverso grado di qualità. Il cliente, in base alle proprie esigenze, può decidere se richiedere un prodotto standard o eventualmente valutare l'utilizzo di componenti "prime", leggermente più prestanti. Presso questi produttori è inoltre possibile richiedere lotti di componenti caratterizzati da una minor tolleranza dimensionale sullo spessore rispetto a quella normalmente indicata a catalogo. Ovviamente l'elevata caratterizzazione, i test effettuati e la classificazione in lotti comporta un aumento considerevole dei prezzi di vendita. Se da un lato gli utilizzatori sono più tranquilli in merito alla qualità e alla sicurezza del prodotto acquistato, d'altro canto gli stessi utilizzatori devono fare i conti gli elevati costi.

Questo ostacolo economico, misto alle recenti crisi con la Russia, ha incrementato l'utilizzo e la richiesta di diodi/SCR provenienti dalla Cina e da Taiwan. Alcuni dei fornitori orientali riescono a produrre componenti elettronici di buona qualità mantenendo i prezzi di vendita molto competitivi. Di contro i loro prodotti non risultano spesso completamente caratterizzati ed esiste il rischio di ritrovarsi con diodi/SCR *press-pack* che non rispettano le caratteristiche elettriche dichiarate. Anche in termini dimensionali possono esserci delle divergenze rispetto alle quote nominali presenti a catalogo.

Di solito, i clienti della GPS effettuano ordini diretti alle case produttrici per i componenti elettronici che verranno montati all'interno dei *box clamp*. Al fine di adattarsi alla

potenziale variazione dello spessore H , vengono associati ai *box clamp* valori minimi e massimi della forza applicata, in relazione alla tolleranza sull'ingombro verticale.

Tipici valori della tolleranza dimensionale sullo spessore possono variare da ± 0.5 mm a ± 2 mm.

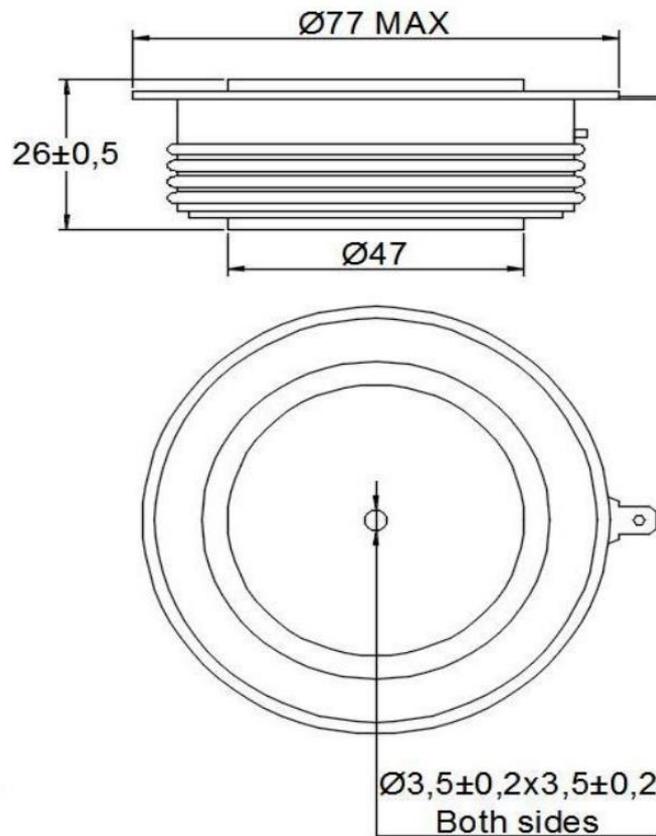


Figura 2.15 Vista con messa in tavola dell'GTP2199¹⁰

Per definire l'intervallo del carico di lavoro, è possibile basarsi sulle curve caratteristiche di freccia-forza del pacco molle e considerare l'impatto di una eventuale contrazione e rilassamento del medesimo pacco molle in relazione allo spessore reale atteso del componente $H \pm \Delta$.

Partendo dunque dal valore della freccia teorica f_0 , calcolata durante lo studio della composizione del *clamp*, è sufficiente sottrarre e sommare a tale valore il Δ per determinare la freccia minima f_{min} e la freccia massima f_{max} del pacco molle.

¹⁰ Immagine ricavata dal datasheet Green Power Solutions di un GTP2199. Link per il datasheet: <https://gpsemi.it/wp-content/uploads/2018/08/GTP2199.PDF>

Mettendo a sistema l'equazione della freccia minima $f = f_{\min} = f_0 - \Delta$ e l'equazione polinomiale che interpola il comportamento del pacco molle $F(f) = af^n + bf^{n-1} \dots + vf + z$, è possibile determinare la forza minima realmente applicata dal pacco molle F_{\min} nel caso in cui lo spessore reale del componente risultasse essere $H - \Delta$. Risolvendo invece il sistema tra l'equazione della freccia massima $f = f_{\max} = f_0 + \Delta$ e l'equazione polinomiale che interpola il comportamento del pacco molle $F(f) = af^n + bf^{n-1} \dots + vf + z$, è possibile determinare la forza massima realmente applicata dal pacco molle F_{\max} nel caso in cui lo spessore reale del componente risultasse essere $H + \Delta$.

$$\begin{cases} F(f) = af^n + bf^{n-1} \dots + vf + z \\ f = f_{\min} = f_0 - \Delta \end{cases} \quad \begin{cases} F(f) = af^n + bf^{n-1} \dots + vf + z \\ f = f_{\max} = f_0 + \Delta \end{cases}$$

Qui di seguito, figura 2.16, viene riportata la determinazione, con il metodo grafico, del carico minimo e massimo di un GB59 assemblato per comprimere a $F_0 = 12$ kN un componente elettronico spesso 27 mm.

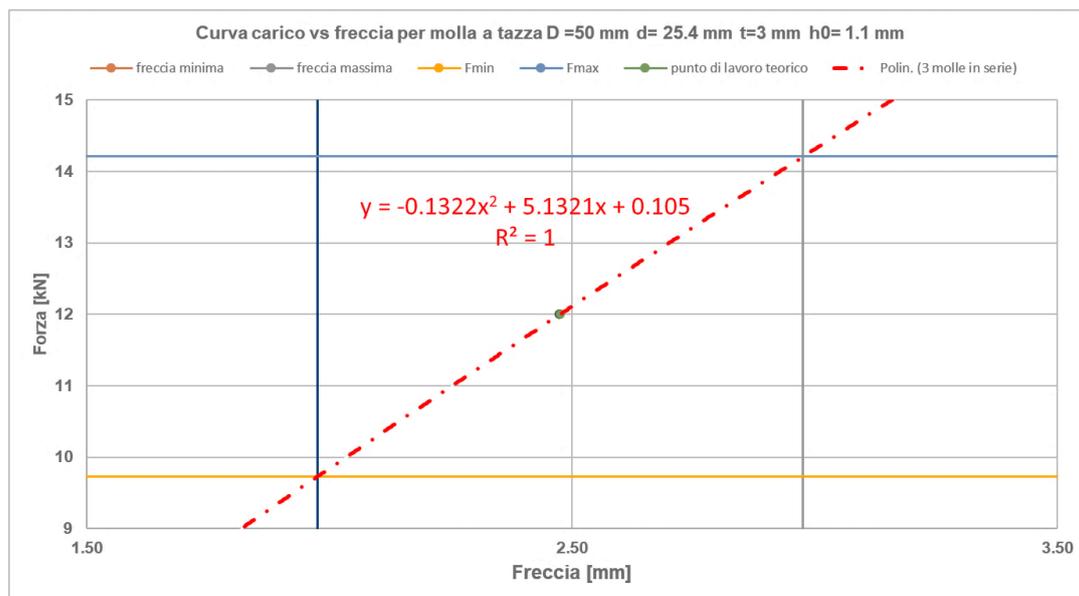


Figura 2.16 Grafico per la determinazione della forza minima e massima applicabile da un box clamp in funzione della tolleranza sullo spessore del diodo/SCR press-pack (3 molle in serie)

In questa condizione ideale si attende una freccia teorica f_0 del pacco molle pari a 2.48 mm. Ipotizzando una tolleranza sullo spessore del diodo/SCR pari a ± 0.5 mm, nel caso in cui l'ingombro verticale del componente fosse 26.5 mm, ne risulterebbe una freccia del pacco molle f_{\min} pari a 1.98 mm ed un carico di compressione minimo F_{\min} pari a 9.8 kN. Nel caso in cui invece lo spessore reale del componente risultasse essere 27.5 mm,

la freccia sotto carico del pacco molle f_{max} assumerebbe un valore pari a 2.98 mm a cui corrisponde un valore di forza massima applicata F_{max} di 14.2 kN.

Alternativamente all'approccio grafico, è possibile determinare i valori di forza minima e forza massima analiticamente. Nota l'equazione polinomiale interpolante l'andamento della forza di compressione in funzione della freccia subita dal pacco molle $F(f)$, è possibile determinare lo scostamento in kN rispetto al valore di forza nominale attraverso la seguente formulazione:

$$\Delta F = \frac{dF(f_0)}{df} \cdot \Delta f = F'(f_0) \cdot \Delta f = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{F(f_0+h) - F(f_0)}{h} \cdot \Delta f$$

Riprendendo il caso di esempio esposto in figura 2.15, è possibile applicare il metodo analitico nell'intorno di $f_0 = 2.48 \text{ mm}$. Ne segue:

$$\Delta F = \frac{dF(f_0)}{df} \cdot \Delta f = 2.2 \text{ kN}$$

$$F_{min} = F_0 - \Delta F = 9.8 \text{ kN}$$

$$F_{max} = F_0 + \Delta F = 14.2 \text{ kN}$$

Noti, dunque, i valori di forza minima e forza massima è possibile determinare l'errore relativo rispetto al carico nominale.

$$\epsilon_r = \frac{|\Delta F|}{F_0}$$

Per il caso specifico di figura 2.15, l'errore relativo del carico realmente applicato può assumere uno scostamento del 18.3% rispetto al suo valore nominale F_0 .

Come si osserva dall'esempio riportato, anche una piccola variazione sullo spessore dei componenti elettronici può portare a grandi scostamenti di forza rispetto al carico teorico del *box clamp*. In seguito alla determinazione dei carichi massimi e minimi, è necessario valutare l'effetto di questa variazione sulla caduta di tensione nello stato di conduzione e sulla resistenza termica del diodo/SCR *press-pack* utilizzato.

L'unico modo per ridurre al minimo tali errori di carico è che gli acquirenti dei *box clamp* siano sicuri dello spessore dichiarato o che abbiano già i semiconduttori in casa e che siano in grado di misurare il loro spessore effettivo.

Poiché inoltre l'andamento delle curve forza-freccia non è lineare, tali scostamenti non rappresentano delle costanti: l'errore relativo è di fatto funzione sia della tolleranza sullo spessore del componente elettronico, sia del carico teorico di compressione, sia della tipologia di molle a tazza e anche della composizione del pacco molle.

Riprendendo quanto esposto nel capitolo 2.1.1 riguardo alla composizione dei pacchi molle, si ricorda che nel grafico freccia-forza la pendenza della curva che descrive il comportamento di una singola molla a tazza è notevolmente superiore a quella della curva che descrive il comportamento di un pacco costituito da molle Belleville in serie. L'utilizzo di molle in serie riduce la sensibilità della forza effettivamente applicata al componente alla variabilità della freccia: questa è la motivazione principale per cui nei sistemi di compressione e controllo di freccia, come i *box clamp*, sono utilizzate molle in serie.

2.2. Progettazione di sistemi di montaggio per raffreddamento bilaterale: *Bar clamp*

Nel presente capitolo, esamineremo più approfonditamente la categoria merceologica dei *bar clamp*.

I *bar clamp* sono utilizzati come sistemi di compressione per applicare una pressione uniforme e costante nel tempo alle superfici anodiche e catodiche dei dispositivi elettronici *hockey puck*.

Questi sistemi di montaggio a compressione, a differenza dei *box clamp*, presentano una struttura predisposta per integrarsi con sistemi di raffreddamento bilaterale del diodo/SCR *press-pack*. Ne segue che tali prodotti siano tendenzialmente destinati ad applicazioni di potenza in media tensione, dove l'esigenza di dissipazione termica richiede l'accosto di un dissipatore di calore su ciascuno dei due poli del componente elettronico. Poiché tali dissipatori devono essere contenuti all'interno del *clamp* e compressi sul componente elettronico, è molto importante valutarne gli ingombri dimensionali in sede di progetto del *clamp*.

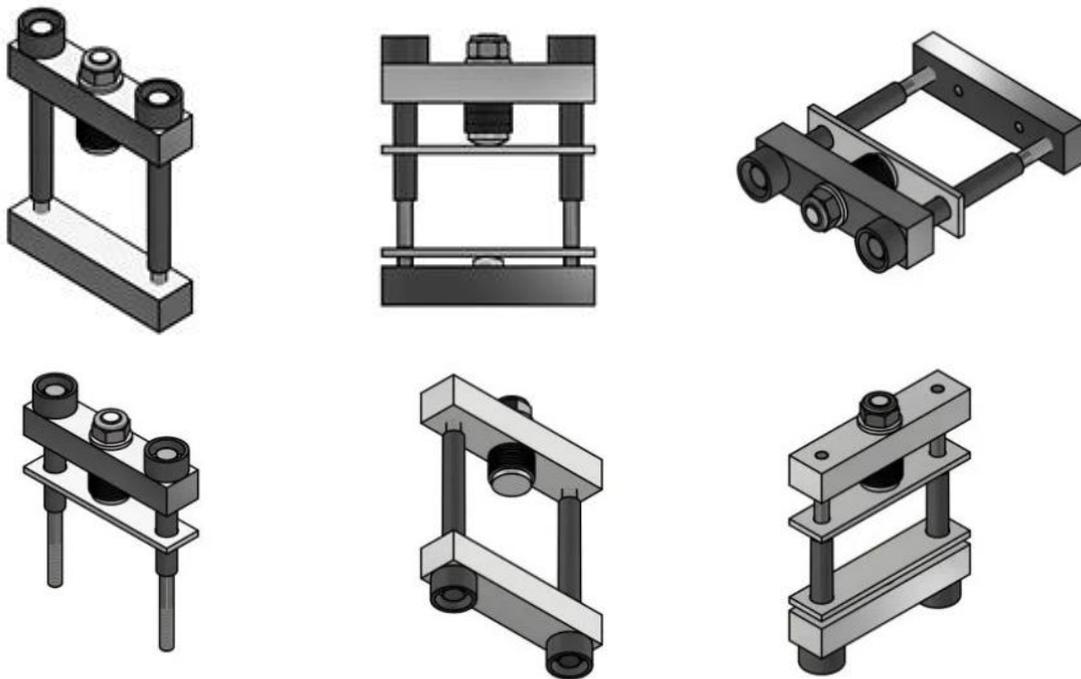


Figura 2.17 *Bar clamp* standard prodotti dalla Green Power Solutions

In figura 2.17 vengono mostrati alcuni dei modelli di *bar clamp* standard prodotti dalla Green Power Solutions. I prodotti appartenenti a tale categoria merceologica sono disponibili in differenti taglie e configurazioni, con carichi di compressione che possono variare da 5 kN a 110 kN.

I *bar clamp*, a differenza dei *box clamp*, sono classificati come organi di compressione a controllo di forza. Come vedremo in modo più approfondito nei prossimi paragrafi, in tali sistemi di compressione è possibile verificare durante la fase di serraggio, mediante una rondella testimone, il raggiungimento della forza con cui vengono precaricate le molla a tazza sulla barra di carico, $F_{precarico}$.

Nei successivi paragrafi si procederà inizialmente alla descrizione della struttura di un *bar clamp standard* e delle parti che lo costituiscono. Durante l'analisi delle varie parti, saranno inoltre presentate diverse versioni di *bar clamp* in funzione della configurazione, del diametro massimo dei componenti e delle forze di compressione.

In seguito, verrà eseguita la descrizione delle fasi di precarico/taratura del pacco molle sulla barra di carico e del successivo serraggio di un *bar clamp*. Saranno esaminate le procedure di montaggio, evidenziando il ruolo cruciale della rondella testimone come sistema di verifica del raggiungimento del carico di compressione.

2.2.1. Descrizione della struttura di un *bar clamp* standard

In questo paragrafo, si procede alla descrizione della struttura dei *bar clamp standard* attualmente disponibili all'interno dei cataloghi Green Power Solutions. Questi prodotti standard non rappresentano altro che l'insieme delle configurazioni che si sono storicamente affermate.

I *bar clamp* standard, la cui struttura è riportata in figura 2.18, sono suddivisibili in due macrocategorie: i *bar clamp* di tipo “**F**”, che presentano un perno guida molla con testa piatta (*Flat head*), e i *bar clamp* di tipo “**R**”, caratterizzati da un perno guidamolla a testa tonda (*Round head*) e dalla presenza di un duomo a testa tonda piantano nella barra di reazione. I *bar clamp* di tipo R presentano due punti di basculamento che facilitano il

serraggio del *clamp*; di contro, i carichi agiscono su aree molto più piccole e conseguentemente gli stress in gioco sono maggiori rispetto alle versioni di tipo F.

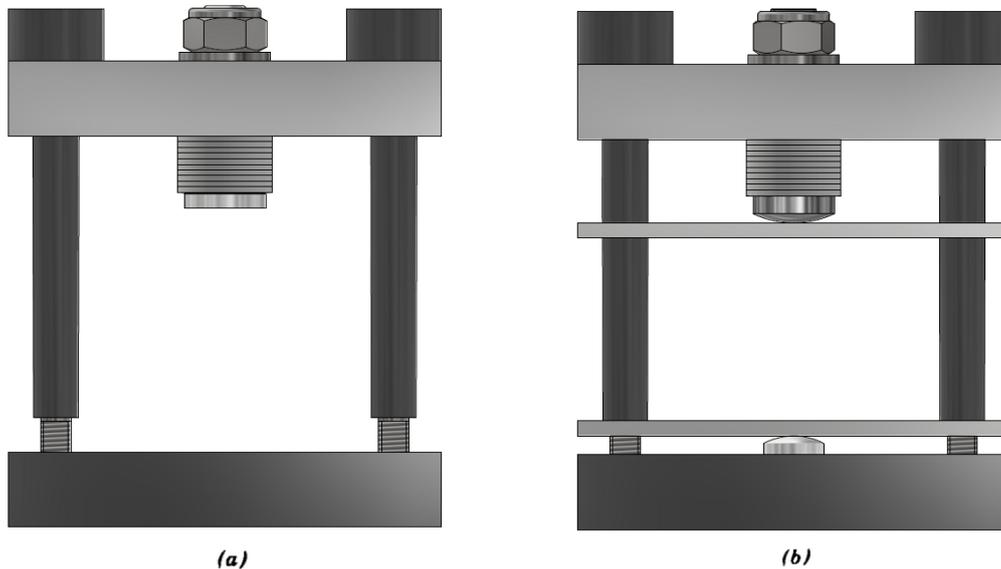
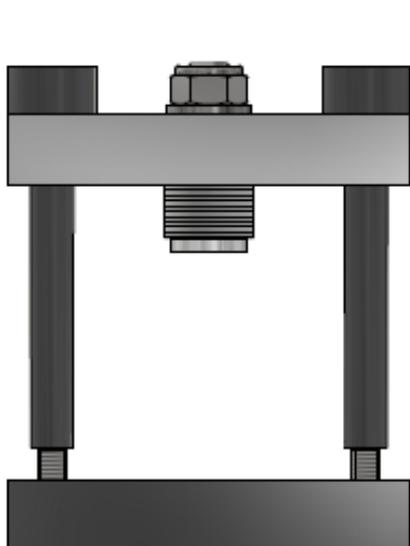


Figura 2.18 Vista di un bar clamp tipo F (a) e di un bar clamp tipo R (b).

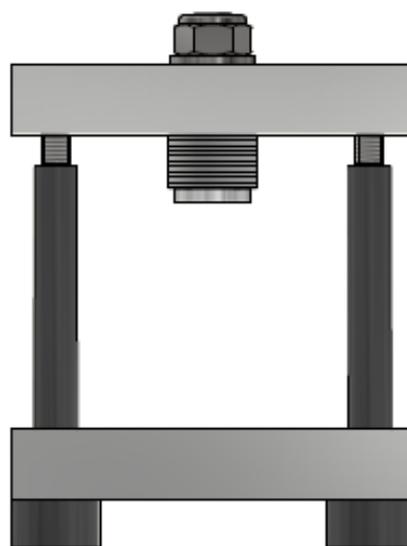
Ciascuna macrocategoria è inoltre caratterizzata da quattro possibili configurazioni:

- Configurazione “**BN**”: caratterizzata da una configurazione normale e dalla presenza della barra di reazione.
- Configurazione “**BR**”: caratterizzata da una configurazione a rovescio e dalla presenza della barra di reazione
- Configurazione “**SN**”: caratterizzata da una configurazione normale e dall’assenza della barra di reazione
- Configurazione “**SR**”: caratterizzata da una configurazione a rovescio e dall’assenza della barra di reazione

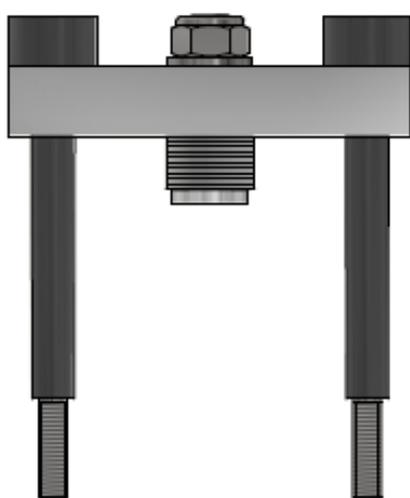
BAR CLAP tipo "F"



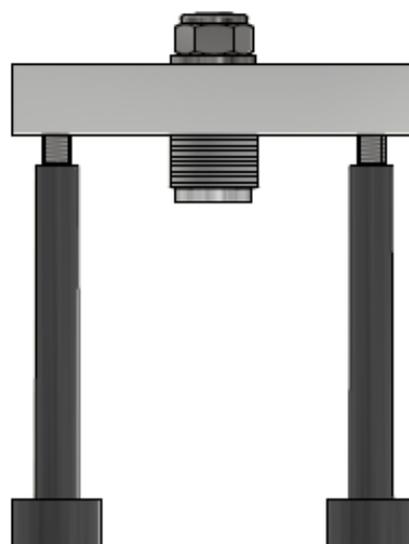
CONFIGURAZIONE BN



CONFIGURAZIONE BR



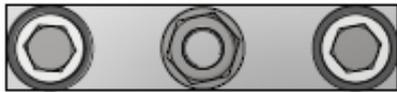
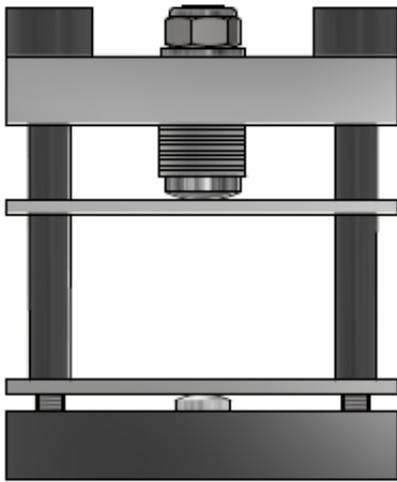
CONFIGURAZIONE SN



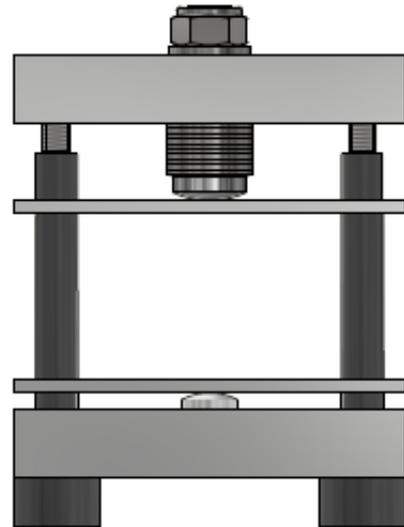
CONFIGURAZIONE SR

Figura 2.19 Configurazioni disponibili dei bar clamp di tipo F

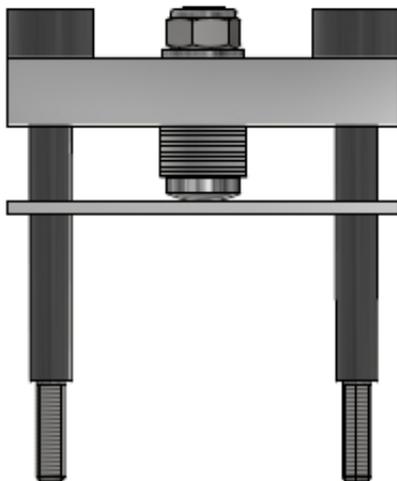
BAR CLAP tipo "R"



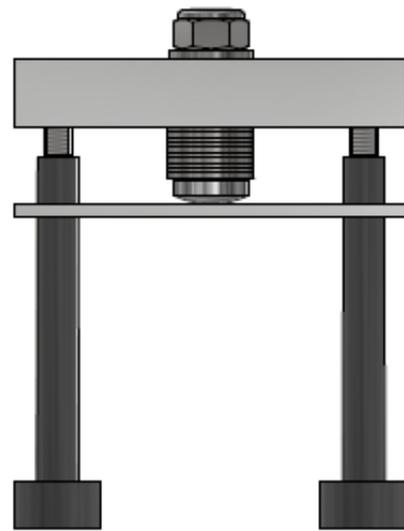
CONFIGURAZIONE BN



CONFIGURAZIONE BR



CONFIGURAZIONE SN



CONFIGURAZIONE SR

Figura 2.20 Configurazioni disponibili dei bar clamp di tipo R

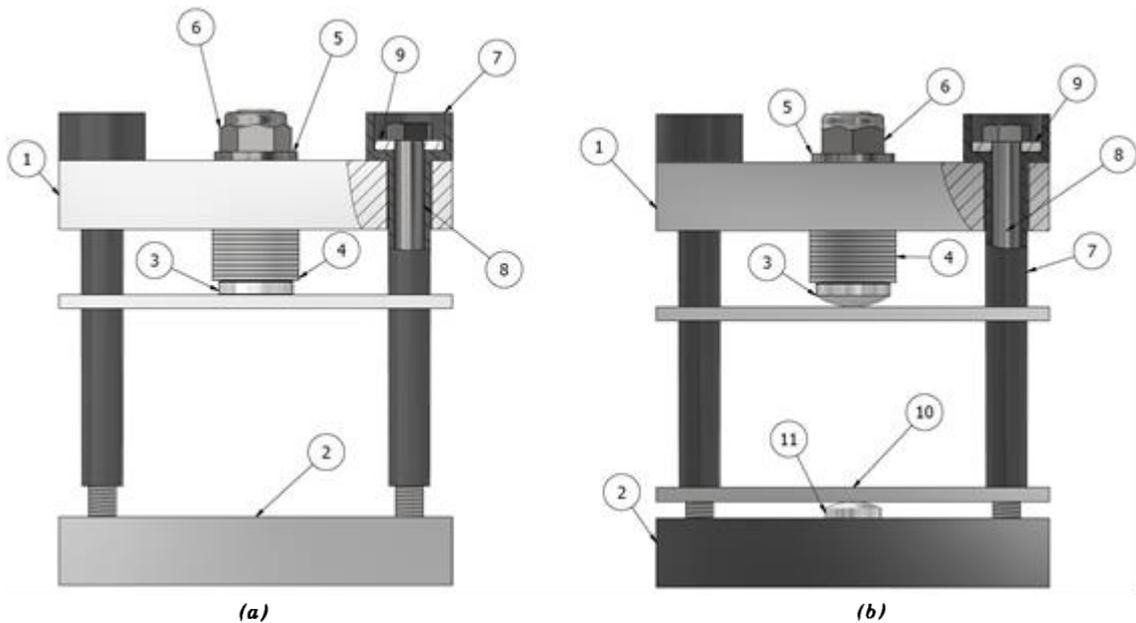


Figura 2.21 Vista pallinata di un bar clamp tipo F (a) e di un bar clamp tipo R (b).

Indipendentemente dalla macrocategoria di appartenenza e dalla specifica configurazione, facendo riferimento alle viste pallinate di figura 2.21, si procede alla descrizione delle parti di un *bar clamp* standard:

- **1. Load Bar:** La barra di carico è il componente all'interno di un *bar clamp* che funge da guida per il perno guidamolle e da riscontro e sostegno per il pacco di molle a tazza compresso. Solitamente realizzata in acciaio C45 normalizzato, la barra di carico subisce le lavorazioni per asportazione del truciolo necessarie e viene successivamente sottoposta a un trattamento di zincatura bianca in roto-barile.

La *load bar* è caratterizzata dalla presenza di un semplice foro passante centrato che permette l'accoppiamento con il perno guidamolle. Inoltre, sono presenti due fori passanti o filettati, a seconda della configurazione normale o a rovescio, simmetrici rispetto alla sezione trasversale centrale. Questi due fori, se passanti, fungono da guida per i bicchierini isolanti; se filettati, costituiscono la sede di accoppiamento con le viti di serraggio. Indipendentemente dal loro scopo, la distanza tra questi due fori, conosciuta come interasse, è una delle caratteristiche personalizzabili dal cliente. Questa scelta avviene all'interno di un insieme di interassi standard e dipende dal diametro massimo del semiconduttore a disco

utilizzato. Gli interassi standard sono: 70 mm, 79 mm, 89 mm, 102 mm, 118 mm, 140 mm e 180 mm.

La barra di carico ha come compito principale quello di sostenere la forza di flessione associata carico imposto alle molle a tazza durante tutto il ciclo di vita del prodotto.

Per quanto riguarda il dimensionamento statico, il minimo spessore della barra di carico determinato a partire dalla teoria della trave di de Saint Venant. Il modello utilizzato come riferimento è quello di una trave doppiamente appoggiata con carico centrale concentrato. Nonostante la sua semplicità, questo modello si è dimostrato storicamente efficiente e più conservativo rispetto ad altre formulazioni elaborate.

- **2. Reaction bar:** La barra di reazione, simile alla barra di carico precedentemente descritta, è realizzata in acciaio C45 normalizzato; tale barra subisce le lavorazioni per asportazione di truciolo necessarie e viene successivamente sottoposta a un trattamento di zincatura bianca in rotobarile.

Le configurazioni appartenenti alla macrocategoria F presentano due fori filettati o passanti, a seconda della configurazione normale o a rovescio. La distanza tra questi fori è uguale all'interasse desiderato.

Per quanto riguarda le barre di reazione dei bar clamp di tipo R, oltre ai due fori che impongono l'interasse, è presente un ulteriore foro cieco centrato necessario per garantire l'accoppiamento forzato con il duomo.

A seconda della macrocategoria di appartenenza, tipo F o R, la determinazione dello spessore minimo della barra di reazione segue un ragionamento leggermente differente.

Per le versioni F, la superficie della *reaction bar* su cui avviene il riscontro con il dissipatore è estesa e la barra di reazione si trova in una condizione di stress inferiore rispetto alla barra di carico; in questa situazione, lo spessore della barra di reazione è uguale o inferiore a quello determinato per la barra di carico.

Per quanto riguarda le versioni R, la *reaction bar* può essere soggetta a maggiori sollecitazioni rispetto alla *load bar*; in questo caso, lo spessore della barra di reazione è maggiore o al più uguale rispetto a quello determinato per la barra di carico.

- **3. Perno guidamolle:** i perni guidamolle dei *bar clamp*, a differenza di quelli utilizzati nei *box clamp*, non sono progettati per condurre corrente elettrica o calore.

Questo componente svolge esclusivamente ruoli strutturali: il suo compito è contenere e sostenere il carico del pacco di molle a tazza, e allo stesso tempo funge da riscontro per una delle due superfici del dissipatore. Questa parte viene realizzata con torni automatici a partire da tondi in acciaio R80; il seguito alle lavorazioni meccaniche, i perni guidamolle subiscono un trattamento di zincatura bianca ZNB Cr III $\geq 7\mu\text{m}$ a rotobarile o immersione.

La lunghezza dei perni guidamolle è determinata in modo da far sì che, dopo la fase di precarico del pacco molle, la parte esterna dell'anello elastico del dado autobloccante risulti alla stessa altezza rispetto al fondo del gambo filettato del perno. Questa soluzione oltre ad introdurre un vantaggio estetico, garantisce comunque l'anti svitamento ed evita di deformare eccessivamente l'anello elastico durante la fase di assegnazione del precarico sotto pressa.

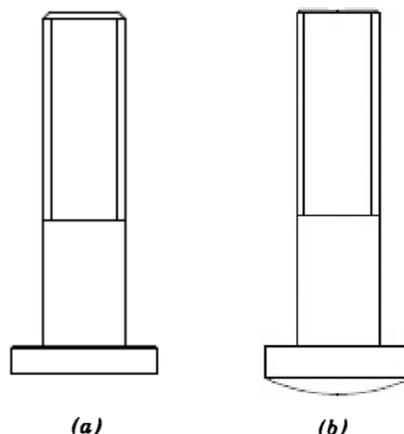


Figura 2.22 Perni guidamolle standard per *bar clamp*: testa piatta (a), testa tonda (b)

Come già anticipato, esistono due differenti tipologie di perni guidamolle. In figura 2.22 è possibile visualizzare le due possibili alternative. La differenza risiede nella forma della testa del perno guidamolle: i guidamolle a testa piatta vengono utilizzati nei *bar clamp* di tipo F, mentre i guidamolle a testa tonda sono presenti nei *bar clamp* di tipo R.

Nonostante la presenza di svariati modelli di perni guidamolle dotati di diametri e lunghezze differenti, questo componente rappresenta spesso uno vincoli principali per le configurazioni speciali. Difatti non sempre risulta possibile adattare le dimensioni di tale componente con richieste speciali di composizione dei pacchi molle.

- **4. Pacco di molle a tazza:** come già accennato nel paragrafo introduttivo dei *box clamp*, le molle *Belleville* sono gli elementi meccanici capaci di accumulare e rilasciare l'energia associata alla presenza di carichi assiali, assicurando così la corretta forza di compressione sul diodo/SCR press-pack. Tali componenti vengono precaricati sotto pressa sulle barre di carico: il valore del precarico, $F_{precarico}$, viene fatto coincidere con il carico che si vuole effettivamente applicare sul componente elettronico, F_{load} .

La scelta della tipologia di molle e la composizione del pacco dipende dall'applicazione, dagli ingombri dimensionali massimi e dalla dimensione del componente elettronico.

Poiché i *bar clamp* non sono sistemi di compressione a controllo di freccia e lavorano a carichi relativamente alti, si predilige l'utilizzo di pacchi molle costituiti da n molle a tazza in parallelo. Questa tipologia di composizione permette, a parità di freccia del pacco molle, di incrementare la forza di compressione applicata minimizzando al contempo gli ingombri verticali.

In figura 2.23 viene messo a confronto il comportamento di un pacco molle costituito da un'unica molla a tazza e il comportamento di un pacco molle costituito da tre molle in serie. Per quanto riguarda quest'esempio, si fa riferimento a molle a tazza 25 mm x 12.2 mm x 1.5 mm x 0.55 mm. Come si osserva dal grafico il pacco molle composto da tre molle in parallelo richiede una forza di compressione che è tre volte superiore a quella necessaria per ottenere la medesima freccia sulla singola molla.

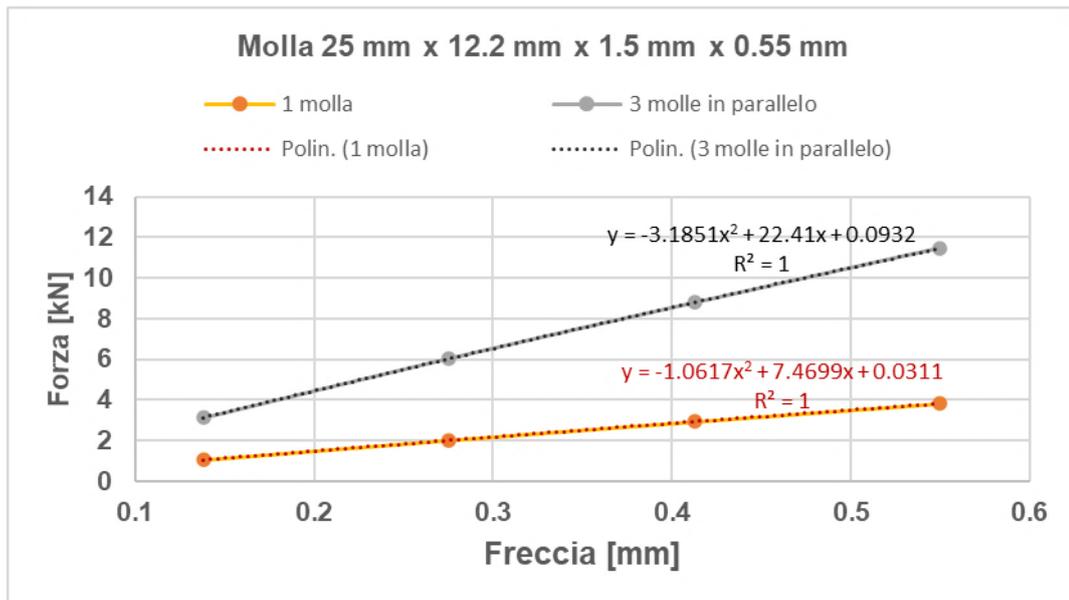


Figura 2.23 Confronto curva forza freccia tra una molla a tazza e tre molle in parallelo

A differenza dei *box clamp*, dove le dimensioni effettive delle molle influiscono direttamente sulla forza applicata al componente, nei *bar clamp* il precarico delle molle viene imposto direttamente sotto pressa idraulica. Questo significa che l'altezza totale effettiva del pacco molle, non avendo un impatto diretto sul carico applicato, può variare rispetto alla quota nominale. Per questo motivo, si preferiscono trattamenti non galvanici, come lo Zintek, per proteggere dalla corrosione le molle a tazza utilizzate nei *bar clamp*. Nonostante questo trattamento possa leggermente aumentare le dimensioni reali della molla, rispetto a una semplice fosfatizzazione, consente di migliorare la durata e la resistenza delle molle nel tempo. Mediante trattamenti tipo Zintek non si ha la formazione di idrogeno tipica dei trattamenti galvanici: l'idrogeno, penetrando all'interno delle molle, ne provoca la decarburazione. Per questo motivo è necessario che i trattamenti di zincatura galvanica siano seguiti immediatamente

da un passo di de-idrogenazione, atto a rimuovere l'idrogeno penetrato all'interno. La necessità di intervenire in tempi brevi dopo il processo galvanico è dettata dall'esigenza di evitare che l'idrogeno diffonda sempre più all'interno del materiale trattato. Purtroppo, è difficile determinare se il passo di de-idrogenazione è stato eseguito in modo corretto (usando il gergo della qualità totale si parla infatti di "processo speciale"). Questa incertezza è la principale ragione per cui il processo di deposizione non galvanica dello zinco (tipo Zintek), ancorché più costoso dei processi galvanici, sia il miglior trattamento per le molle a tazza degli organi di compressione a controllo di forza.

- **5. Rondella testimone:** la *witness washer* è una semplicissima rondella piana inserita all'interno del perno guidamolle come interfaccia tra il dado autobloccante e la barra di carico.

Per quanto apparentemente sembri che tale elemento meccanico svolga unicamente un ruolo di riscontro, questa rondella, durante la fase di serraggio, permette di verificare il raggiungimento del carico di compressione $F_{precarico}$ sul componente elettronico. Difatti, come spiegheremo più nel dettaglio nei successivi paragrafi, raggiunto il carico di compressione voluto, la rondella testimone è libera di ruotare attorno all'asse del perno guidamolle.

- **6. Dado autobloccante:** Il dado autobloccante svolge il ruolo fondamentale di mantenere in compressione le molle a tazza in seguito alla fase di assegnazione del precarico, durante la quale le molle a tazza vengono precaricate con una forza pari a $F_{precarico}$ sulla barra di carico.

Attraverso l'anello elastico, impedisce che gli stress e le vibrazioni a cui la struttura è soggetta allentino il precarico sul pacco molle, impedendo così lo svitamento del gambo filettato.

Una soluzione alternativa all'ausilio dei dadi autobloccanti, che comunque garantisca l'anti-svitamento, è l'utilizzo di semplici dadi esagonali bassi nei quali viene piantata una spina in corrispondenza dell'area filettata vite-madrevite in comune con il perno guidamolle.

- **7. Bicchierino in materiale plastico:** la presenza di questo componente all'interno dei *bar clamp standard* è indispensabile per garantire il rispetto delle condizioni minime di isolamento richieste per la specifica applicazione di potenza. Tale componente viene progettato per garantire la minima distanza di scarica superficiale e la minima distanza di scarica in aria in base al livello di tensione di lavoro.

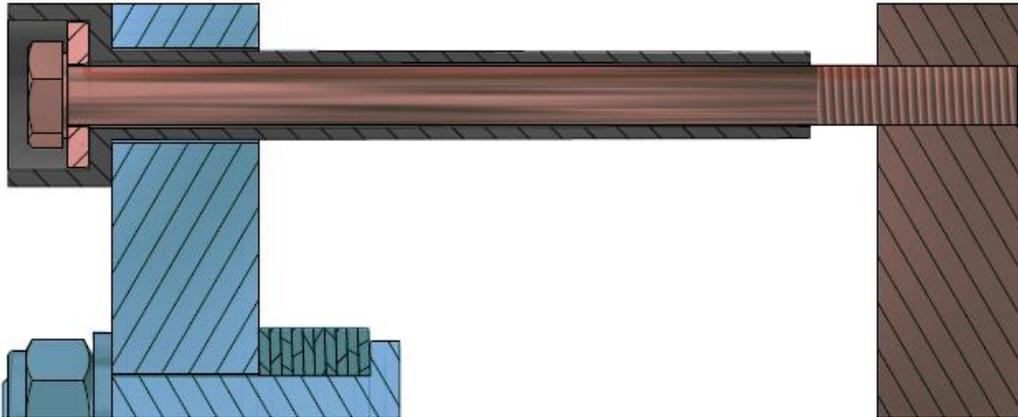


Figura 2.24 Identificazione polarità elementi in materiale conduttivo: ad esempio rosso (tensione anodica) e azzurro tensione catodica

I modelli standard, non prevedendo l'aggiunta di piatti isolanti, sono caratterizzati dal fatto che la barra di carico e la barra di reazione presentano due polarità opposte.

La Green Power Solutions offre ai suoi clienti la possibilità di scelta tra due differenti polimeri, PPO e PPS, in funzione della temperatura di esercizio e dei vincoli sull'infiammabilità. Inoltre, tali componenti, prodotti mediante iniezione di materiale plastico all'interno di una matrice proprietaria, sono disponibili in varie lunghezze e configurazioni.

I bicchierini isolanti svolgono anche un ruolo strutturale e di conseguenza l'iniezione deve impedire la formazione di bolle d'aria all'interno del materiale: se così non fosse si va quasi certamente incontro alla riduzione del tempo di vita del prodotto.

Per quanto riguarda i *bar clamp* oltre i 45 kN, i bicchierini isolanti risultano troppo fragili ed è quindi necessario trovare altre soluzioni per garantire l'isolamento richiesto. Una possibile soluzione, come quella adottata nel GC180A da 90 kN, è utilizzare in combo tubetti isolanti in G11, per ricoprire la viteria standard ed

impedire la generazione di eventuali scariche, con un layer di materiale isolante composito GPO3: in questa circostanza la barra di carico e la barra di reazione si trovano allo stesso potenziale.

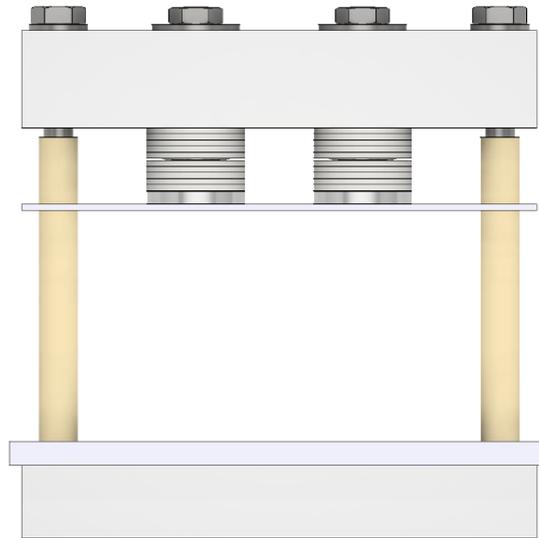


Figura 2.25 Immagine di un GC180A da 90 kN

- **8. Viti di serraggio:** Nei *bar clamp standard* è solito impiegare viti a testa esagonale parzialmente filettate DIN 931 o totalmente filettate DIN 933, oppure viti con testa cilindrica a esagono incassato, conformi alla normativa DIN 912, per stabilire un collegamento meccanico tra la barra di carico e quella di reazione. Durante la fase di serraggio, questi componenti sono soggetti a trazione e consentono al *clamp* di comprimere il modulo costituito dai dissipatori, dalle eventuali barre di rame/alluminio e dal semiconduttore a disco.

Consultando i datasheet nell'appendice "documentazione tecnica", Green Power Solutions offre ai suoi clienti la possibilità di personalizzare sia la lunghezza che il materiale delle viti di serraggio. In particolar modo la scelta del materiale delle viti di serraggio è condizionata dal carico di serraggio, dell'ambiente di lavoro ed è funzione del livello di corrente portato all'interno del semiconduttore a disco. All'interno della categoria dei *bar clamp standard* si presentano le seguenti possibili scelte: acciaio classe 8.8/10.8 zincato bianco o acciaio inox austenitico AISI 304 A2-70.

Per quanto riguarda le applicazioni che richiederebbero l'utilizzo di viti di serraggio oltre i 300 mm, la limitata disponibilità di viteria di tale lunghezza sul mercato ha

spinto allo sviluppo di *bar clamp* speciali in cui le viti di serraggio vengono sostituite da barre filettate troncate su misura.

Uno degli obiettivi di questa tesi è caratterizzare materiali alternativi isolanti ed amagnetici per la realizzazione delle barre filettate. Come spiegheremo più avanti, l'impiego di barre filettate realizzate in materiale isolante consente di mantenere la barra di carico e quella di reazione a polarità opposte, eliminando la necessità di utilizzare ulteriori elementi isolanti, come i bicchierini.

- **9. Rondelle speciali per bicchierini isolanti:** tali rondelle piane sono gli elementi meccanici che fungono da interfaccia tra la testa delle viti a testa esagonale/cilindrica e la superficie di appoggio all'interno del bicchierino isolante. La loro funzione principale è di aumentare l'area di contatto attraverso cui vengono trasferiti gli sforzi durante il serraggio.

Tali rondelle vengono prodotte mediante stampaggio a partire da una lastra di acciaio Fe37. Come si osserva da figura 2.26, i bordi della faccia rivolta verso il bicchierino isolante presentano raggi di raccordo pronunciati. Tale soluzione si rende necessaria per evitare di incidere o addirittura rompere il bicchierino isolante durante l'avvitamento delle viti di serraggio.

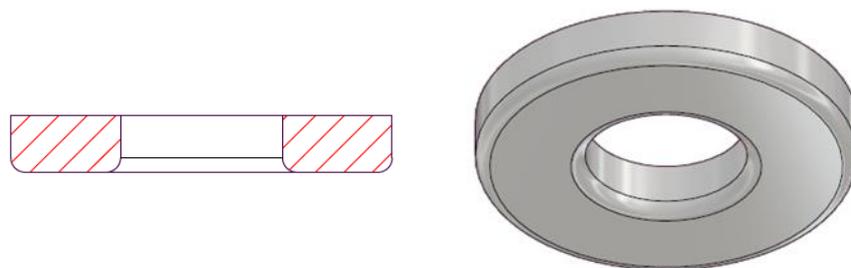


Figura 2.26 Rondella speciale per bar clamp standard

- **10. Distribution bars:** le barre di distribuzione, prevalentemente integrate nei *bar clamp* di tipo R, fungono da interfaccia tra le superfici sferiche, come la testa del perno filettato e il duomo, e le superfici di riscontro sui dissipatori. L'obiettivo primario di queste barre è di ampliare l'area di contatto al fine di distribuire uniformemente il carico sul componente e prevenire la deformazione plastica dei

dissipatori. Questi elementi strutturali sono tipicamente fabbricati in acciaio C75 con zincatura bianca.

- **11. Dome:** il duomo, presente unicamente nei *bar clamp* di tipo R, costituisce, insieme alla testa tonda del perno guidamolle, l'asse di beccheggio intorno al quale può ruotare il modulo dissipatore-semiconduttore per agevolare il serraggio del *clamp*. Come anticipato, il duomo viene piantato, grazie al carico di una pressa idraulica, all'interno del foro cieco centrato presente sulla barra di reazione.

Come si è cercato descrivere in questo capitolo, uno dei punti di forza dei *bar clamp* riguarda l'altissimo livello di personalizzazione del prodotto (questo è un ottimo esempio di applicazione del concetto di "Mass Customization", introdotto da Stan Davis nel 1986). Difatti, a differenza dei *box clamp*, dove la presenza dello scatolotto plastico implica il possesso di una matrice d'iniezione specifica per ogni taglia del prodotto, i *bar clamp* presentano una maggiore flessibilità.

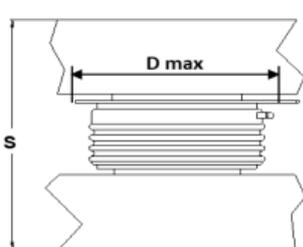
In figura 2.27 viene mostrata, a titolo d'esempio, una tabella riportante il funzionamento del *part numbering system* utilizzato in fase di ordine di un GC70_F standard. In funzione del codice del prodotto è possibile modificare: la configurazione, la lunghezza ed il materiale del bicchierino isolante, la lunghezza ed il materiale della vite di serraggio, la forza di compressione da applicare al diodo/SCR, l'eventuale presenza di barre di distribuzioni aggiuntive e lo spessore della barra di carico e della barra di reazione.

ORDERING INFORMATION TABLE

Use this part numbering system to order **GC70 B N B A 12 F S H X L 0**

(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7) (8) (9) (10)

(1) Construction type:	B GC89_F S = without reaction bar
(2) Insulator position:	N = on load bar R = on reaction bar
(3) Insulator code:	_ = no insulating cup other : see table below
(4) Bolt code:	_ = no bolt 1 = only D8 special washers, no bolts other : see table below
(5) Clamping force (in kN):	5 kN ÷ 12 kN , with step of 1 kN
(6) Special accessories	blank = no accessories S = extra bar spacer (*)
(7) Insulating cup material	0 = standart PPO insulating cup H high temperature PPS insulating cup
(8) Bolt steel type	0 = standard 8.8 steel bolts X = A2 stainless steel bolts (**)
(9)-(10) Bars thickness	0 0 = standart bars thickness (12 mm) L 0 = low preofile bars thickness (10 mm) 0 1 = load bar (12 mm)- reaction bar (10 mm) 0 F = load bar (12 mm)- reaction bar (10 mm) with 5.5 mm aux holes L F = load bar (10 mm)- reaction bar (10 mm) with 5.5 mm aux holes



S: Total thickness of the assembly to be clamped
D max: Max inner diameter allowable

Figura 2.27 Funzionamento del part numbering system di un GC70_F

Anche per garantire una chiara esposizione, in questo capitolo ci si è concentrati principalmente sulla descrizione dei *bar clamp standard*. Tuttavia, a causa dei vincoli dimensionali e a causa delle limitazioni in termini d'isolamento delle configurazioni *standard*, l'utilizzo di tali clamp risulta incompatibile in molte applicazioni. In queste circostanze, diventa necessario progettare da zero nuovi *clamp* adatti alle specifiche esigenze.

2.2.2. Assegnazione del precarico e serraggio di un *bar clamp*: verifica del raggiungimento del carico di compressione

In questo paragrafo, facendo riferimento alle procedure GPS, descriveremo le due fasi necessarie per assemblare correttamente un *bar clamp*: assegnazione del precarico alle molle a tazza sulla barra di carico e serraggio del *clamp* sul modulo.

La fase “zero”, preliminare, consiste nell'assemblaggio manuale del semilavorato visibile in figura 2.28.

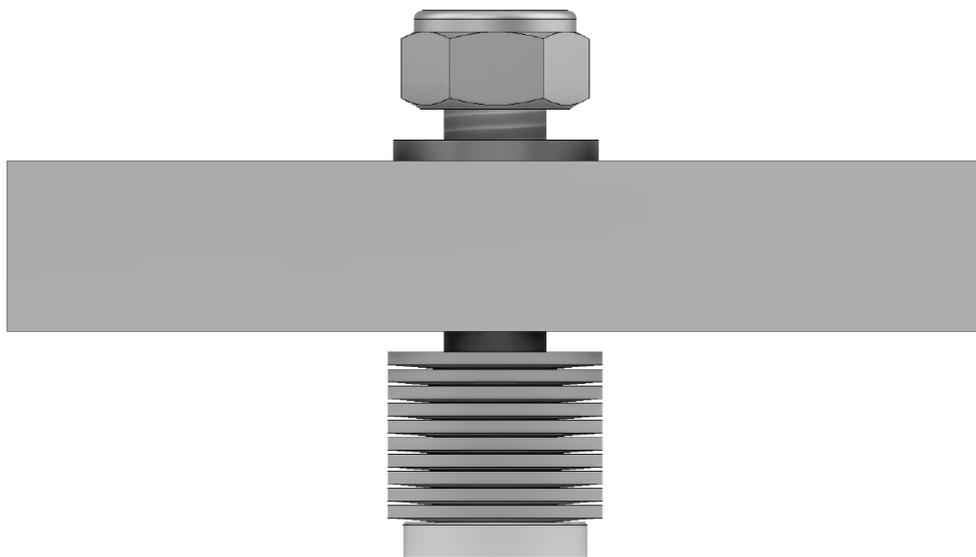


Figura 2.28 Fase “zero” di assemblaggio di un bar clamp

Una volta che il perno guidamolle, insieme al pacco di molle a tazza non compresso, è stato posizionato all'interno della barra di carico, si prosegue con l'inserimento della rondella testimone. Successivamente, si procede con l'avvitamento parziale del dado autobloccante sul gambo filettato dello stesso perno guidamolle.

A partire da questa condizione, è possibile precedere alla fase di assegnazione del precarico alle molle *Belleville* sulla barra di carico. Tale fase avviene grazie all'utilizzo di una pressa idraulica, periodicamente tarata mediante cella di carico.

Partendo dalla curva caratteristica forza-pressione specifiche della pressa idraulica, è possibile regolare la forza massima impressa dallo stelo tramite l'apposita valvola. È essenziale impostare questo parametro in modo che coincida con il valore della forza del precarico da applicare al pacco molle $F_{precarico}$.

In concomitanza con la regolazione, è necessario posizionare sul piano di lavoro, della stessa pressa, i supporti verticali necessari per sostenere la barra di carico durante l'assegnazione del precarico. Sono stati sviluppati diversi tipi di supporti in base alla tipologia della barra di carico e al carico di compressione. Nella figura 2.29 è mostrato un esempio reale di supporti verticali progettati per barre di carico larghe 25 mm. È possibile regolare l'interasse tra i due supporti verticali facendoli scorrere all'interno di una guida presente nel piano di lavoro. Dopo aver orientato il preassemblato con la superficie piana del perno guidamolle rivolta verso lo stelo della pressa, si procede appoggiando la barra di carico sopra i supporti.

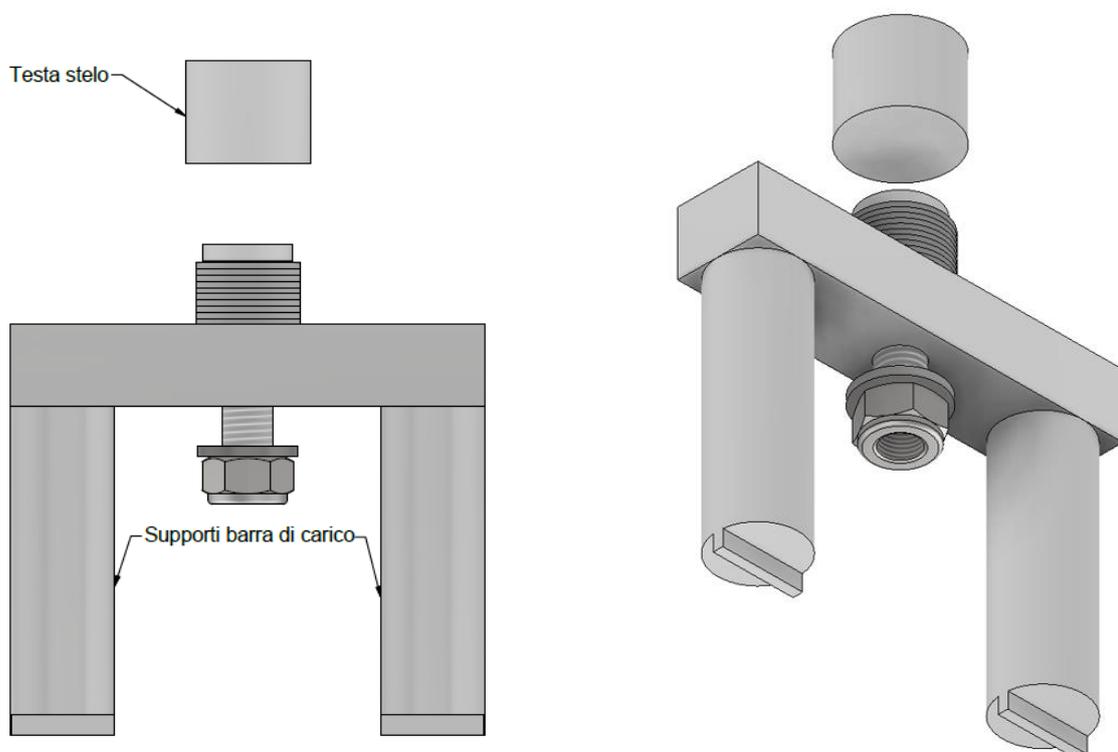


Figura 2.29 Esempio di supporti verticali per barre di carico larghe 25 mm

A questo punto è possibile attivare l'apposita leva di comando per avviare la discesa dello stelo della pressa. La testa montata sullo stelo della pressa idraulica, entrando in contatto con la superficie piana del perno guidamolles, comprime il pacco di molle a tazza sulla barra di carico. A questo punto, l'operatore può avvitare il dado autobloccante fino a battuta, figura 2.30, utilizzando una chiave a cricchetto.

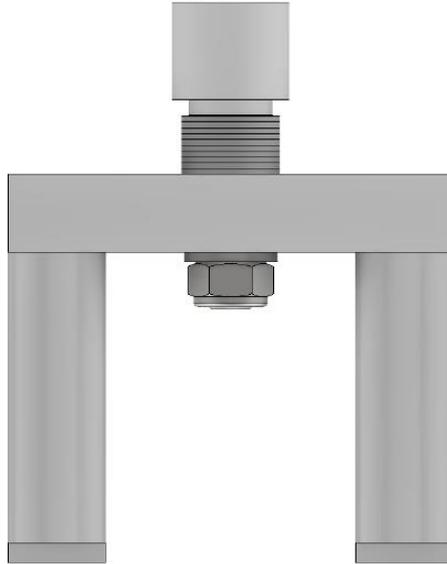


Figura 2.30 Condizione in seguito all'avvitamento del dado autobloccante. In questa immagine non si considerano le flessioni della barra dovute all'applicazione del carico verticale

Per garantire una corretta compressione delle molle a tazza ed evitare eventuali problemi dovuti all'attrito tra le molle, è necessario scaricare il carico della pressa e quindi riapplicarlo. Questa operazione viene ripetuta n volte, a seconda della composizione del pacco molle e della tipologia di molle utilizzate.

Arrivati a questo punto la barra di carico viene considerata tarata e può essere marcata, etichettata ed inserita a magazzino come semilavorato.

Nonostante la sequenza operativa appena descritta possa sembrare molto semplice, nella realtà serve parecchia pratica agli operatori per riuscire a tarare correttamente le barre di carico. Per questo motivo e per la necessità di disporre di presse ed utensili adeguati, le barre di carico vengono sempre tarate all'interno di GPS.

Al fine di prevenire interventi non autorizzati da parte dei clienti, pratica fortemente sconsigliata ma purtroppo non insolita, vengono utilizzate vernici indelebili per marcare due punti allineati appartenenti rispettivamente alla barra di carico e al dado autobloccante. Nel caso in cui si tenti di manipolare il dado autobloccante e si riscontrino

problemi di funzionamento, Green Power Solutions è in grado di documentare eventuali manomissioni.

Dopo aver parlato dell'assegnazione del precarico al pacco molle, concentriamo ora la nostra attenzione sul serraggio di un *bar clamp*.

La configurazione preliminare al completo serraggio delle viti viene ben rappresentata dall'immagine in figura 2.31. Come si può notare, il modulo costituito da dissipatori e componenti elettronici, indicato tramite un rettangolo blu, è già stato collocato all'interno del *bar clamp* e le viti di serraggio sono state avvitate parzialmente, senza che le stesse si trovino in uno stato tensione.

L'operatore, partendo dalla condizione riportata in figura 2.31, può finalmente incominciare a serrare il *bar clamp*. Al fine di garantire l'applicazione di una forza uniforme e diretta perpendicolarmente rispetto ai poli del semiconduttore, è essenziale che durante l'avvitamento i sotto-testa delle due viti effettuino un movimento verticale simultaneo ed uniforme; in questo modo è possibile caricare simmetricamente la barra di carico. Per raggiungere questo obiettivo, è fondamentale eseguire un avvitamento graduale e controllato delle viti di serraggio.

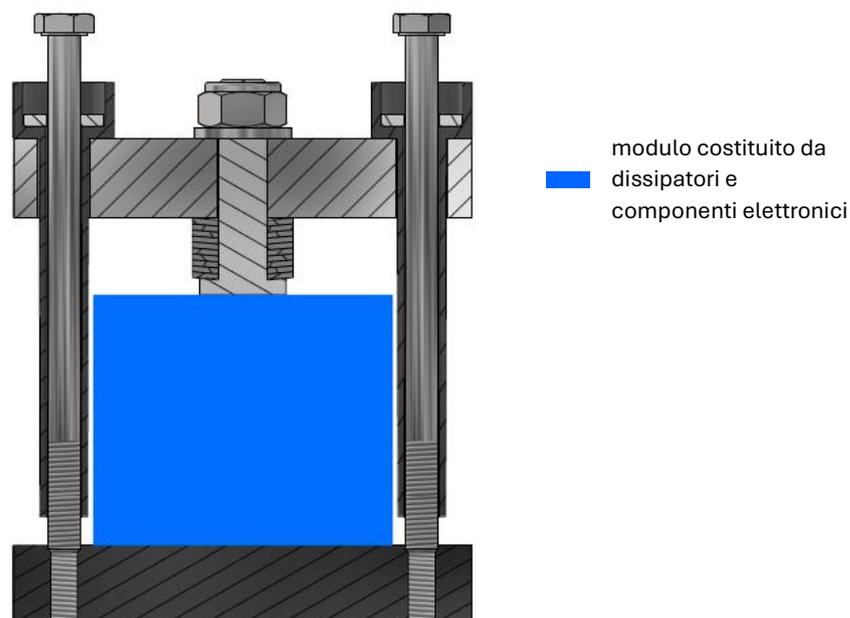


Figura 2.31 Vista in sezione GC89: configurazione preliminare al completo serraggio delle viti

La procedura consiglia di utilizzare un metodo di avvitamento alternato sulle due viti, applicando un $\frac{1}{4}$ di giro per volta su ciascuna di esse. Questa operazione, a causa delle

coppie d'attrito non costanti e delle tolleranze geometriche in gioco, non risulta tuttavia sufficiente per garantire l'applicazione di un carico omogeneo e orientato correttamente.

Durante il serraggio è necessario, infatti, monitorare periodicamente la differenza di quota tra due punti fiduciarî appartenenti alla parte sinistra del *clamp* e due punti fiduciarî appartenenti alla parte alla destra del *clamp*. Facendo riferimento alla generica configurazione di montaggio presente in figura 2.32, è necessario verificare che la differenza tra le quote X e Y sia inferiore a 0.2 mm. Nel caso in cui l'operatore si rendesse conto che tale differenza è superiore rispetto al valore suggerito dalla procedura, lo stesso operatore è invitato a recuperare la tale differenza avvitando o svitando una delle due viti.

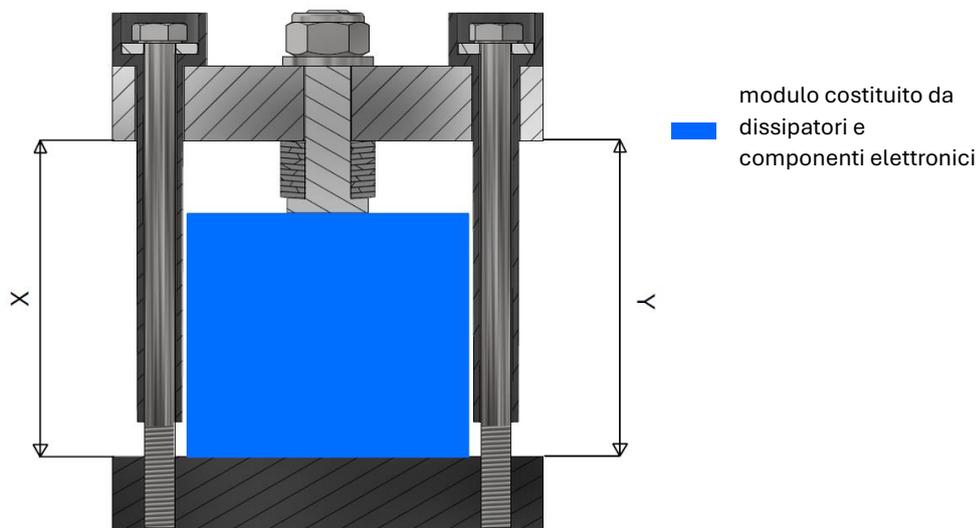


Figura 2.32 Vista in sezione GC89: generica configurazione durante il serraggio delle viti

Avvitando in modo alternato le viti di serraggio e verificando periodicamente la differenza di quota X-Y, il serraggio del *clamp* si considera completo nel momento in cui è possibile avvertire un piccolo movimento radiale della rondella testimone. Questo movimento è causato dal carico applicato dalle viti di serraggio alla barra di carico, che induce una reazione vincolare F_{load} al centro della barra con un valore uguale al precarico $F_{precarico}$ imposto al pacco di molle Belleville.

La necessità di applicare un carico normale alla superficie del componente clampato, nell'arco di tutta la fase di serraggio, impedisce la prescrizione di valori fissi di coppie di serraggio da applicare alle viti. Come per il montaggio dei *box clamp*, anche per il serraggio di un *bar clamp* non è consigliato l'utilizzo di chiavi dinamometriche.

Un metodo alternativo per condurre l'operazione di serraggio può essere l'avvitamento sotto il carico di una pressa F_{pressa} , figura 2.33.

Muniti di appositi adattatori utilizzati per distribuire sulla superficie superiore della barra di carico un carico pari a quello di taratura, $F_{pressa} = F_{precarico}$, è possibile avvitare le viti di serraggio fino a battuta, verificando unicamente la distanza X-Y. Una volta rimosso il carico ci si accorge però che la rondella testimone è bloccata. Questo effetto è dovuto al fatto che le viti di serraggio, fino al momento in cui si rimuove il carico della pressa, non sono in tensione. Una volta rimosso il carico della pressa, la forza di precarico viene equiripartita sulle due viti di serraggio, che tendono ad allungarsi. Come conseguenza all'allungamento dei collegamenti filettati avviene un rilassamento delle molle a tazza che si concretizza con l'applicazione di un carico al modulo inferiore rispetto al valore di precarico. A partire da questa condizione, è possibile concludere manualmente il serraggio, senza l'ausilio della pressa, fino alla liberazione della rondella testimone.

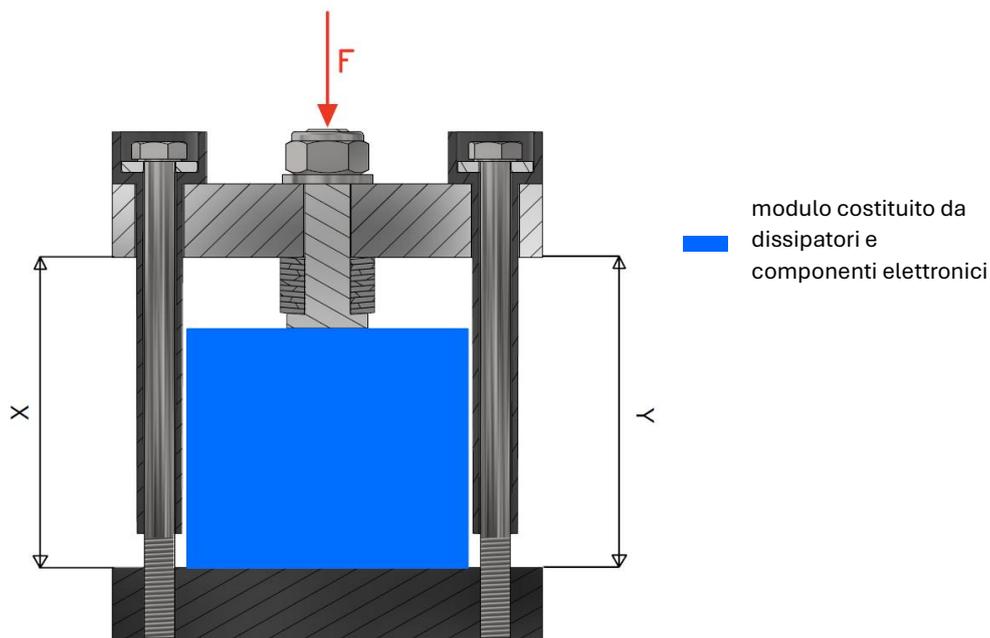


Figura 2.33 Vista in sezione GC89: configurazione sotto pressa idraulica

L'operazione di serraggio sotto pressa è consigliata in particolare per i *bar clamp* caratterizzati dalla presenza di lunghi tiranti filettati, in sostituzione alle viti di serraggio: il serraggio manuale di questi *clamp*, a causa degli elevati ingombri verticali, risulta particolarmente complesso.

Per questa famiglia di prodotti, nel prossimo capitolo, verrà esposto e validato un modello analitico che permette di determinare il minimo valore di carico di compressione della pressa F_{pressa} , con cui comprimere il modulo durante il serraggio, in modo da garantire, una volta rimosso il carico di compressione della pressa, la liberazione della rondella testimone. In questa condizione saremo sicuri di applicare al modulo una forza F_{load} pari al precarico $F_{precarico}$ senza la necessità di procedere con ulteriori avvitiamenti per completare il serraggio.

3. Realizzazione dei sistemi innovativi progettati e la loro caratterizzazione elettromeccanica

Dopo aver descritto la struttura ed i principi di funzionamento ed assemblaggio dei *box clamp* e dei *bar clamp*, in questo capitolo verrà posta l'attenzione sulla progettazione di un *bar clamp* da 22 kN con tiranti realizzati in Durostone EPR S1, il TECMV-X.

Le ragioni sottostanti all'analisi di materiali alternativi per la creazione dei collegamenti filettati tra la barra di carico e quella di reazione sono molteplici. Innanzitutto, può risultare molto comodo sviluppare delle soluzioni alternative per garantire le distanze di scarica in aria e scarica superficiale richieste in funzione della tensione di lavoro. Inoltre, l'eventuale utilizzo di tiranti realizzati in materiali isolanti, come il Durostone EPR S1, ridurrebbe l'intensità delle correnti parassite e le dissipazioni termiche associate ad esse. Lo studio di questi tiranti pone le basi per la realizzazione di *bar clamp* completamente realizzati in materiali isolanti.

La prima parte di questo capitolo sarà dedicata a illustrare la procedura GPS, basata sul modello della trave di de Saint Venant, per il dimensionamento di una barra di carico. Come già accennato, tale componente rappresenta l'elemento meccanicamente più sollecitato dell'intera struttura.

Partendo da questa premessa, si è optato per effettuare una verifica statica sulla barra di carico di un *bar clamp standard*; nel nostro caso è stata scelta la *load bar* di un GC89 caricata a 24 kN. A causa delle difficoltà operative non è risultato possibile determinare, mediante misure sperimentali sui componenti reali, informazioni in merito allo stato tensionale o alla freccia massima. Si è quindi deciso di confrontare i risultati emersi dalla verifica di un componente largamente utilizzato con i risultati della simulazione statica condotta mediante software FEM. I risultati delle simulazioni saranno utilizzati come metro campione con cui comparare i risultati analitici. Il fine del confronto è convalidare o eventualmente provare a correggere la procedura GPS, per poter dimensionare successivamente la barra di carico del nuovo *bar clamp*, chiamato TECMV-X, con tiranti in Durostone EPR S1.

Dopo aver dimensionato la barra di carico, verrà dedicato un paragrafo per la descrizione della prova di trazione condotta su provini in Durostone EPR S1. Il fine di questo capitolo è determinare le grandezze fisiche che permettono di caratterizzare dal punto di vista meccanico il materiale sotto esame. In seguito ai risultati emersi dalla prova di trazione, seguirà il dimensionamento dei tiranti realizzati per il nuovo *bar clamp*.

Infine, dopo aver finalmente presentato il *TECMV-X*, l'ultima sezione di questo capitolo si concentrerà sull'introduzione di un modello di calcolo che permetta di determinare il valore minimo della forza di compressione F_{pressa} , da utilizzare durante il serraggio sotto pressa, in modo da garantire, una volta concluso il serraggio, un carico applicato al modulo pari al valore di forza di precarico, $F_{load} = F_{precarico}$. In questa trattazione, si procederà alla determinazione del punto di equilibrio sul diagramma di forzamento/serraggio dei tiranti realizzati per il *TECMV-X*. Al fine di convalidare il modello, verranno confrontati i risultati analitici con i dati sperimentali ricavati dai test effettuati sui componenti reali.

3.1. Verifica del dimensionamento di una barra di carico

Le barre di carico sono i componenti dei *bar clamp* atti al sostegno del carico statico esercitato dei pacchi di molle a tazza. Sia durante la fase di assegnazione del precarico sotto pressa idraulica che durante il ciclo di vita del prodotto, la barra di carico si trova in uno stato tensionale di flessione.

Storicamente, il dimensionamento della barra di carico avviene seguendo la teoria della trave di *de Saint Venant*. In particolar modo, il modello di riferimento utilizzato è quello di una trave doppiamente appoggiata con carico concentrato in mezzzeria. In figura 3.1, viene riportata la rappresentazione schematica del modello utilizzato in corrispondenza dei punti di riferimento sulla barra di carico. Il carico concentrato viene applicato al centro della trave e gli appoggi sono idealizzati come carrelli aventi una distanza iniziale pari all'interasse l .

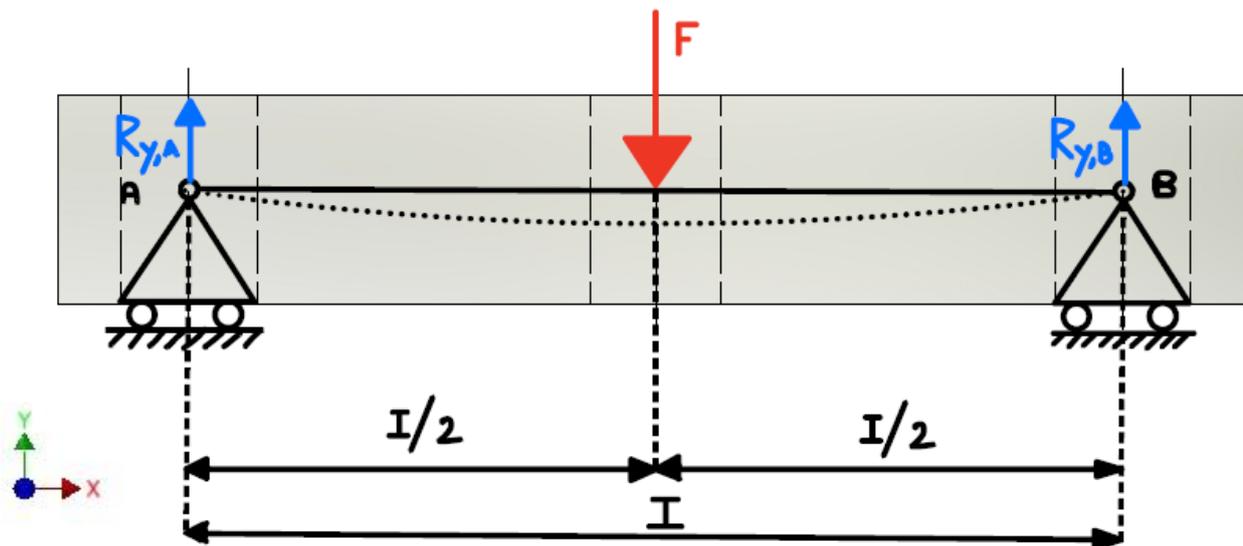


Figura 3.1 Modello di una trave appoggiata con carico concentrato in mezzeria

Questo modello permette di considerare una condizione di carico più gravosa rispetto a quanto accade nella realtà. Infatti, il carico trasferito dal pacco di molle a tazza compresso sulla barra di carico è, nella realtà, distribuito su una corona circolare. Le dimensioni di tale corona circolare sono funzione delle dimensioni geometriche delle molle e del valore del carico di compressione.

Per quanto riguarda le condizioni di vincolo, facendo riferimento alle figure 3.2 e 3.3, nella realtà la barra non è supportata su due punti singoli. Durante l'applicazione del precarico, gli estremi della barra si appoggiano sulla superficie di riscontro, generalmente una corona circolare, dei supporti verticali. Durante ed in seguito al serraggio del *bar clamp*, la barra di carico poggia invece sulla superficie di riscontro, sempre a corona circolare, dei bicchierini isolanti. Come si nota anche dalle figure 3.2 e 3.3, le aree di appoggio della barra di carico sui supporti verticali e le aree di appoggio della barra di carico sui bicchierini isolanti sono appositamente coincidenti.

Facendo sempre riferimento alle figure 3.2 e 3.3, si apre una piccola discussione in merito alla scelta dei vincoli adottati nel modello rappresentante la barra di carico. Il modello utilizzato per il dimensionamento prevede l'utilizzo di un doppio carrello per sostenere il carico centrato applicato alla trave. D'altro canto, nella realtà applicativa, la barra potrebbe avere piccoli movimenti in direzione X solo a fronte del superamento delle forze

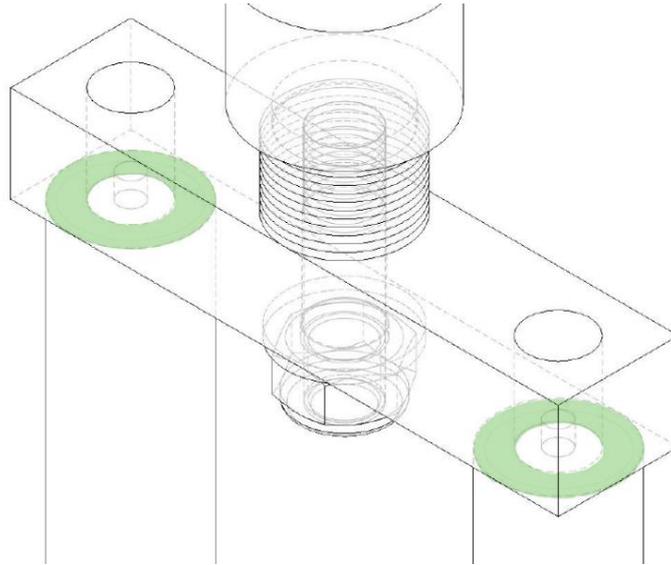


Figura 3.2 Taratura della barra di carico: in verde, le aree di appoggio della barra di carico sui supporti verticali

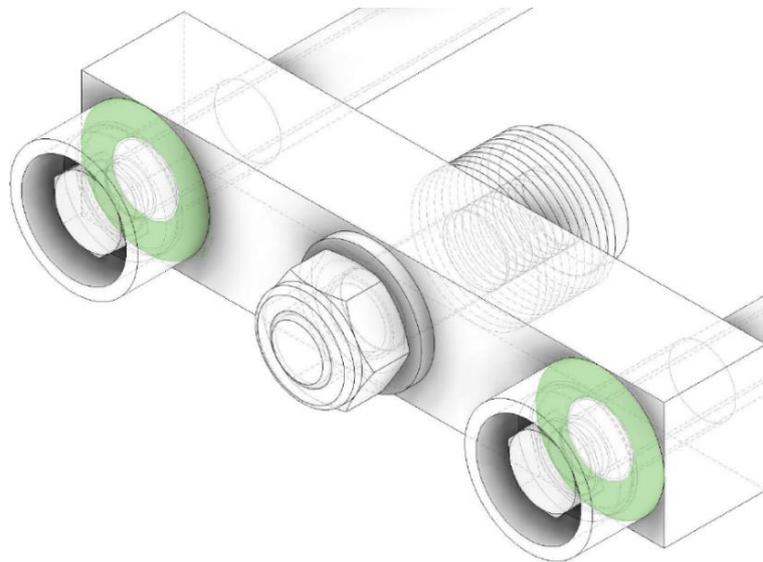


Figura 3.3 Vista di un bar clamp assemblato: in verde, le aree di appoggio della barra di carico sui bicchierini isolanti

di attrito statico tra la barra stessa e le superfici di riscontro. Considerando inoltre che, nella realtà sia complesso determinare l'effettiva presenza dei punti di rotazione si potrebbe dunque valutare la sostituzione dei due carrelli con due incastri ideali.

La scelta di mantenere come vincoli due carrelli, anziché due incastri, è dovuta principalmente al fatto che il modello con doppio appoggio, a parità di dimensioni e di condizione di carico, risulta più critico dal punto di vista tensionale e dunque più conservativo in sede progettuale. Ne segue dunque che anche la condizione di vincolo risulta peggiorativa rispetto a quella presente nella realtà.

Di contro, la barra di carico rispetto al modello di *de Saint Venant*, è caratterizzata dalla presenza di fori che non rendono continuo il materiale della barra stessa. Come vedremo a breve, nonostante questa osservazione, il modello trascura la presenza dei fori e considera una barra di carico piena.

Nei prossimi sottoparagrafi verrà eseguita l'analisi statica della barra di carico di un GC89 caricata a 24 kN. Poiché questa barra presenta una storia di applicazioni lunga più di vent'anni, la verifica analitica si pone come scopo principale quello di determinare i valori di tensione massima, di freccia massima e soprattutto il coefficiente di sicurezza utilizzato per il dimensionamento. In questo modo sarà possibile effettuare un confronto dei risultati analitici, già consolidati dall'esperienza reale del prodotto in attività, con i risultati di una simulazione statica condotta mediante il pacchetto Altair.

A partire da questo confronto si porranno le basi per il dimensionamento della barra di carico del nuovo *bar clamp* sviluppato.

3.1.1. Verifica statica di una barra di carico di un GC89

In figura 3.4, vengono riportate le dimensioni nominali della barra di carico attualmente utilizzata nei GC89 caricati con una forza F di 24 kN.

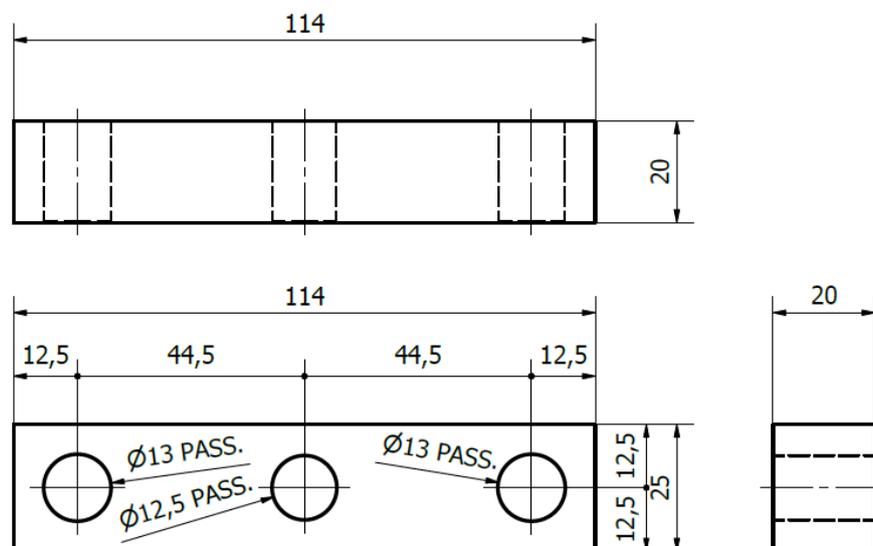


Figura 3.4 dimensioni nominali della barra di carico attualmente utilizzata nei GC89 caricati fino a 24 kN

A partire da figura 3.4, è possibile determinare le dimensioni della trave, la posizione di vincoli e della forza.

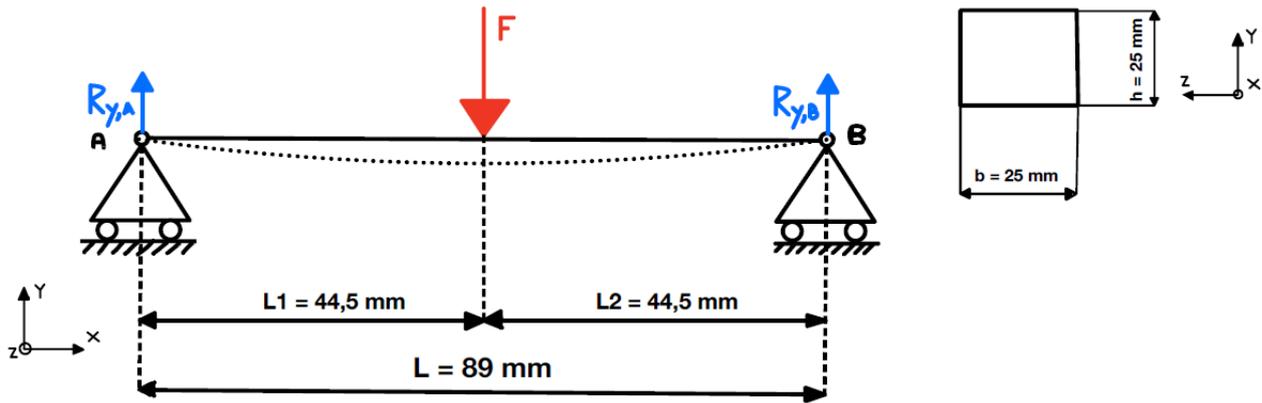


Figura 3.5 Identificazione delle dimensioni della trave, del posizionamento dei vincoli e della forza

Qui di seguito vengono riportati i dati del materiale, acciaio C45 normalizzato, con il quale viene realizzata la barra di carico: modulo di Young $E = 220 \text{ GPa}$, coefficiente di Poisson $\nu = 0.3$, tensione di snervamento $\sigma_S = 300 \text{ MPa}$ e una tensione di rottura $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$.

Partendo dalla determinazione delle reazioni vincolari, appare subito chiaro che la struttura in esame sia labile, $GDL=1$ (la trave può traslare in direzione X). In questo caso, fortunatamente, il modello in esame risulta analogo al modello di una trave isostatica, vincolata con un carrello ed una cerniera fissa, e sottoposta a una forza concentrata in corrispondenza della mezzeria della trave stessa.

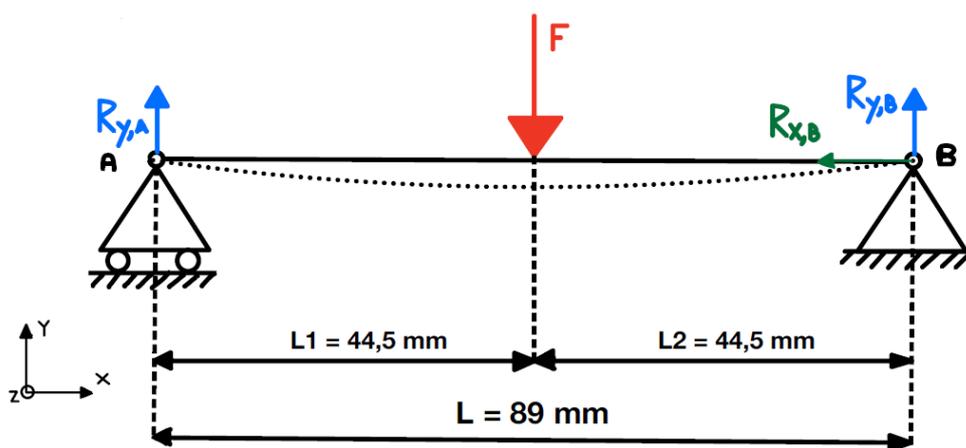


Figura 3.6 Modello di una trave isostatica, vincolata con un carrello ed una cerniera fissa, sottoposta a una forza concentrata in corrispondenza della mezzeria

In questo caso particolare la reazione vincolare $R_{x,B}$ risulterebbe comunque nulla e non influenzerebbe i risultati conseguenti.

Per quanto riguarda l'equilibrio verticale e l'equilibrio dei momenti è possibile ricavare i valori delle due reazioni vincolari dalle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} R_{y,A} + R_{y,B} = F \\ -\frac{FL}{2} + R_{y,B}L = 0 \end{cases}$$

da cui si determinano i valori delle due reazioni vincolari: $R_{y,A} = R_{y,B} = \frac{F}{2} = 12 \text{ kN}$.

Dopo aver calcolato le reazioni vincolari, è possibile procedere alla determinazione delle forze interne alla trave. Per semplificare il calcolo delle forze normali, delle forze di taglio e dei momenti flettenti, durante la verifica statica di una trave, è comune suddividere la stessa trave in diverse parti, chiamate concio. Più specificamente, il concio è la parte di una trave che si trova tra due sezioni di taglio. In figura 3.7 viene riportata la convenzione adottata per la determinazione delle forze interne.

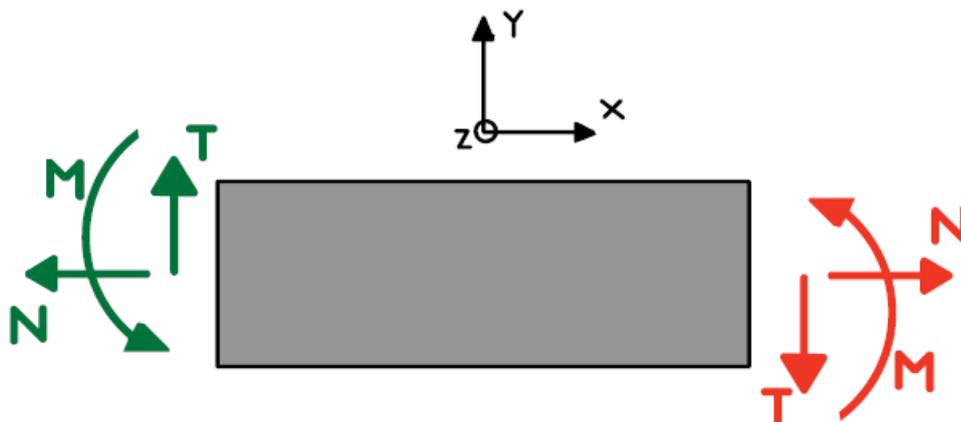


Figura 3.7 Convezione del concio adottata per la determinazione delle forze interne

In figura 3.8 e 3.9, vengono riportate le due sezioni di taglio e i calcoli per determinare l'andamento del carico normale, del taglio e del momento in funzione della posizione lungo la direzione X.

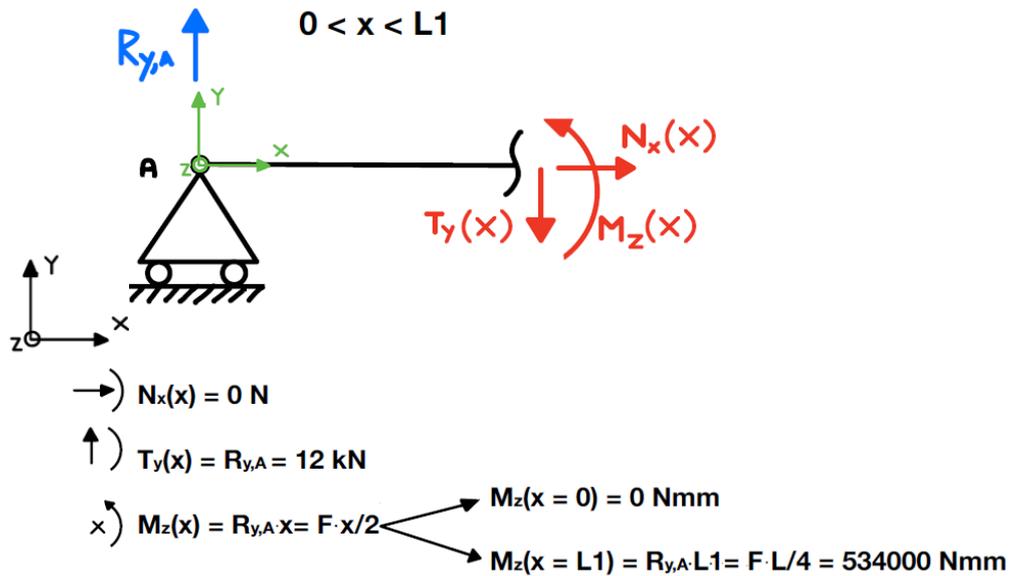


Figura 3.8 Andamento forze interne riferito alla prima sezione di taglio ($0 < x < L1$)

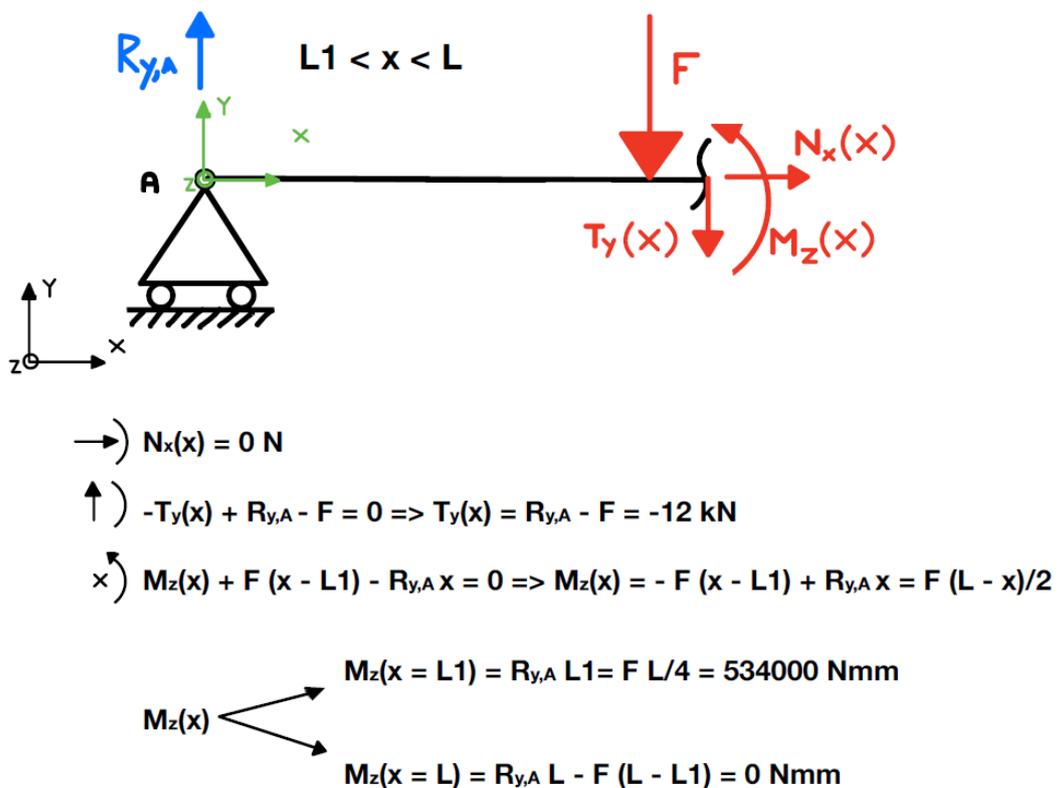


Figura 3.9 Andamento forze interne riferito alla seconda sezione di taglio ($L1 < x < L2$)

A partire dagli risultati esposti, è possibile ricavare i grafici che descrivono lo stato tensionale interno della trave in analisi, figura 3.10.

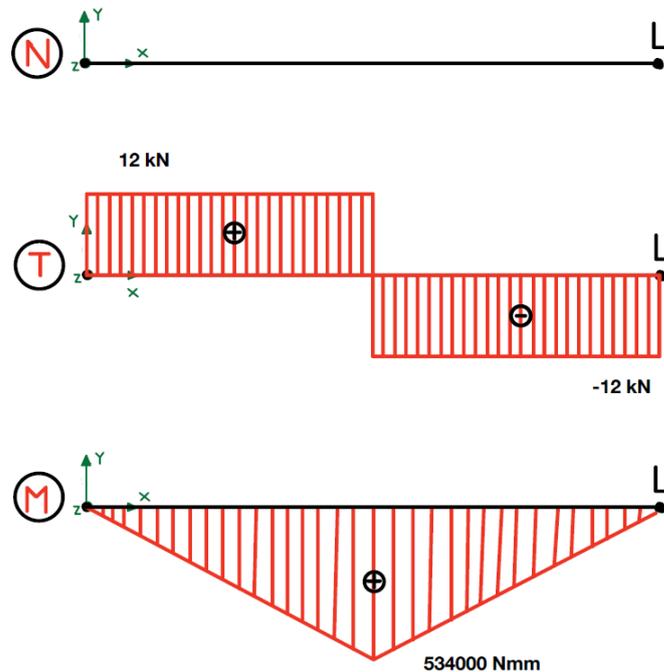


Figura 3.10 Diagramma delle sollecitazioni riportante l'andamento delle forze interne alla trave: forza normale N , forza di taglio T e momento flettente M

Considerando che le forze interne normali alla sezione trasversale della trave sono nulle in tutta la lunghezza della trave stessa, e il contributo della forza di taglio è trascurabile, la determinazione del valore della tensione massima $\sigma_{max,id}$ può essere determinato come segue:

$$\sigma_{max,id} = \frac{M_Z(x = L)}{W_f}$$

Dove W_f non rappresenta altro che il modulo di resistenza a flessione della sezione specifica: nel caso in analisi $W_f = \frac{J}{h} = \frac{bh^2}{6} = \frac{25 \cdot 20^2}{6} = 1666.67 \text{ mm}^3$.

Ne segue dunque che la tensione massima risultante è pari a: $\sigma_{max,id} = 319.2 \text{ MPa}$

Considerando dunque il valore di tensione di snervamento del materiale σ_s , è possibile determinare il valore del coefficiente di sicurezza utilizzato per il dimensionamento:

$$CS = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max,id}} = 0.94$$

Come si osserva, il valore del coefficiente di sicurezza utilizzato è leggermente inferiore a 1.

In seguito ai risultati emersi da questa verifica statica emerge che la barra di carico, idealizzata come una trave doppiamente appoggiata, non è stata dimensionata adeguatamente: in questa condizione il modello teorico ci dice che la trave tende a snervarsi in mezzzeria.

Per definizione il coefficiente di sicurezza deve essere strettamente maggiore di uno e di conseguenza risulta necessario apportare delle modifiche alla procedura di dimensionamento. Questa problematica, in merito al coefficiente di sicurezza eccessivamente basso, è stata già riscontrata ed analizzata in lavori di tesi passate come nella tesi “Progettazione di sistemi di assemblaggio per dispositivi elettronici di potenza” realizzata da Enrico Bianchi presso l’università degli studi di Parma, in collaborazione con Ansaldo, nel 1996-1997. La giustificazione emersa da questo lavoro riguarda il fatto che il modello di trave doppiamente appoggiata con carico concentrato risulta eccessivamente peggiorativo rispetto al comportamento reale della barra di carico.

Tale affermazione viene ulteriormente confermata e verificata dalla storia GPS. La procedura di dimensionamento, esattamente come quella di Ansaldo, prevede la determinazione dello spessore minimo della barra imponendo un coefficiente di sicurezza pari a 1. Considerando che in più di vent’anni di storia di GPS, seguendo tale modello, non sono mai emerse problematiche associabili alla deformazione plastica delle barre di carico, si conferma l’ipotesi che il modello scelto per il dimensionamento risulta peggiorativo rispetto alla condizione di carico reale. Nonostante ciò, come vedremo nel capitolo dedicato al dimensionamento della barra di carico del TECMV-X, è stato deciso di incrementare il CS minimo richiesto per la progettazione statica delle barre di carico.

Continuando a considerare il modello di trave doppiamente appoggiata con carico concentrato, procediamo ora alla determinazione dell’equazione della linea elastica del caso in esame. Si ricorda che la linea elastica è la curva che rappresenta la forma assunta dalla trave una volta avvenuta la deformazione.

Prima di determinare analiticamente l'equazione della linea elastica per il caso specifico, si ricava la relazione generale che permette di legare la freccia $f(x)$ e il raggio di curvatura della trave.

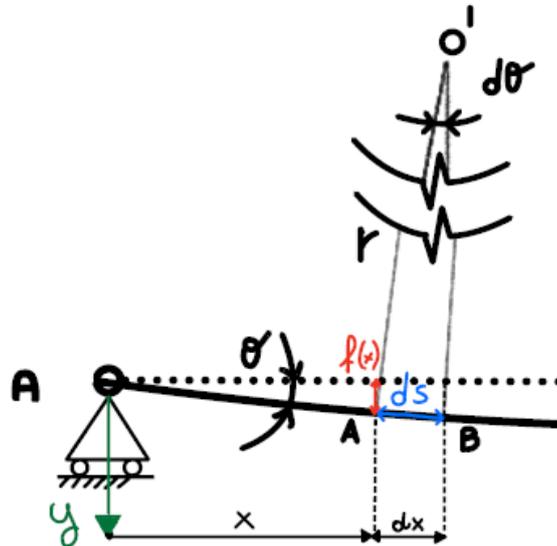


Figura 3.11 Figura per determinare la relazione che lega la freccia $f(x)$ e il raggio di curvatura r

Facendo riferimento a figura 3.11, consideriamo due punti generici A e B sulla trave in flessione posti a distanza ds . Indicando con θ l'angolo formato dalla tangente alla curva in A con asse X, con $d\theta$ l'angolo al centro dell'arco AB, con O' il centro di curvatura e con r il raggio di curvatura, è possibile scrivere la seguente relazione:

$$\frac{1}{r} = -\frac{d\theta}{ds}$$

Considerando inoltre che per θ piccoli, $ds = \frac{dx}{\cos\theta} = dx$ e che l'incremento infinitesimo di freccia nel passaggio dalla sezione A alla sezione B $df = dx \cdot \tan\theta \approx dx \cdot \theta$ si ricava la seguente espressione:

$$\frac{d^2f(x)}{dx^2} = \frac{d\theta(x)}{dx} = -\frac{1}{r}$$

Ricordando inoltre l'espressione della curvatura per le sollecitazioni flessionali

$$\frac{1}{r} = \frac{M_z(x)}{EJ}$$

È possibile infine ricevere infine l'equazione generale della linea elastica:

$$\frac{d^2 f(x)}{dx^2} = \frac{d\theta(x)}{dx} = -\frac{M_z(x)}{EJ}$$

A questo punto è possibile determinare l'andamento della freccia $f(x)$ e dell'angolo di rotazione $\theta(x)$ risolvendo l'equazione differenziale della linea elastica, per ciascuna delle due sezioni di taglio presenti nel caso in analisi.

Riferendoci all'equazione del momento ricavata dalla prima sezione di taglio, in figura 3.8, è possibile ricavare l'andamento della freccia $f(x)$ e dell'angolo di rotazione $\theta(x)$, per il tratto $0 \leq x \leq L1$, in funzione delle due costanti di integrazione C_1 e C_2 .

$$\frac{d^2 f(x)}{dx^2} = -\frac{M_z(x)}{EJ} = -\frac{Fx}{2EJ}$$

$$\frac{df(x)}{dx} = -\frac{Fx^2}{4EJ} + C_1$$

$$f(x) = -\frac{Fx^3}{12EJ} + C_1x + C_2$$

Ripetendo il medesimo ragionamento per la seconda sezione di taglio, in figura 3.9, è possibile ricavare l'andamento della freccia $f(x)$ e dell'angolo di rotazione $\theta(x)$, per il tratto $L1 \leq x \leq L$, in funzione delle due costanti di integrazione C_3 e C_4 .

$$\frac{d^2 f(x)}{dx^2} = -\frac{M_z(x)}{EJ} = -\frac{F(L-x)}{2EJ}$$

$$\frac{df(x)}{dx} = \frac{Fx^2}{4EJ} - \frac{FLx}{2EJ} + C_3$$

$$f(x) = \frac{Fx^3}{12EJ} - \frac{FLx^2}{4EJ} + C_3x + C_4$$

Note le seguenti condizioni al contorno,

- $0 \leq x \leq L1 \Rightarrow f(0) = 0; \frac{df(\frac{L}{2})}{dx} = 0;$
- $L1 \leq x \leq L \Rightarrow f(L) = 0; \frac{df(\frac{L}{2})}{dx} = 0;$

è possibile determinare il valore delle quattro costanti di integrazione:

$$C_1 = \frac{1}{16} \frac{FL^2}{EJ};$$

$$C_2 = 0;$$

$$C_3 = \frac{3}{16} \frac{FL^2}{EJ};$$

$$C_4 = -\frac{FL^3}{48EJ};$$

A questo punto sono finalmente ricavabili le equazioni che descrivono l'andamento della freccia $f(x)$ e dell'angolo di rotazione $\theta(x)$:

- $0 \leq x \leq L_1$

$$\theta(x) = -\frac{Fx^2}{4EJ} + \frac{FL^2}{16EJ}$$

$$f(x) = -\frac{Fx^3}{12EJ} + \frac{FL^2x}{16EJ}$$

- $L_1 \leq x \leq L$

$$\theta(x) = \frac{Fx^2}{4EJ} - \frac{FLx}{2EJ} + \frac{3FL^2}{16EJ}$$

$$f(x) = \frac{Fx^3}{12EJ} - \frac{FLx^2}{4EJ} + \frac{3FL^2x}{16EJ} - \frac{FL^3}{48EJ}$$

Note le equazioni algebriche che descrivono l'andamento della freccia e dell'angolo di rotazione, è possibile determinare il valore della freccia massima in corrispondenza della mezziera della trave e gli angoli di rotazione ai due estremi.

$$f_{max}\left(x = \frac{L}{2}\right) = -\frac{FL^3}{96EJ} + \frac{FL^3}{32EJ} = \frac{FL^3}{48EJ} = 0.096 \text{ mm}$$

$$\theta_{max}(x = 0) = -\theta_{max}(x = L) = \frac{FL^2}{16EJ} = 0.00324 \text{ rad} = 0.186^\circ$$

3.1.2. Verifica mediante software di simulazione FEM del modello adottato per il dimensionamento della barra di carico di un GC89

Dopo aver determinato mediante un semplice modello analitico i valori di tensione massima e di freccia massima, in questo paragrafo vengono riportati i risultati della simulazione statica lineare, condotta mediante i software appartenenti al pacchetto Altair. Nello specifico, è stato utilizzato il software SimLab per la realizzazione della mesh esaedrica della barra di carico di un GC89, mentre è stato utilizzato il software Hypermesh per imporre le condizioni di carico e di vincolo. I risultati determinati mediante Compute Console, con risolutore OptiStruct, sono stati infine elaborati mediante Hyperview.

Il fine di questo capitolo è confrontare i risultati della simulazione FEM con i risultati precedentemente determinati durante la verifica statica del modello trave doppiamente appoggiato con carico concentrato. Si ricorda che in assenza di misurazioni sperimentali, i risultati delle simulazioni rappresentano l'unico metro di confronto per validare le informazioni ricavate mediante i modelli analitici.

In figura 3.12, viene riportata una vista assometrica della barra di carico di un GC89 da cui è possibile evidenziare la struttura della *mesh*. Vista la forma a parallelepipedo della barra di carico, la *mesh* è realizzata quasi esclusivamente da elementi esaedrici.

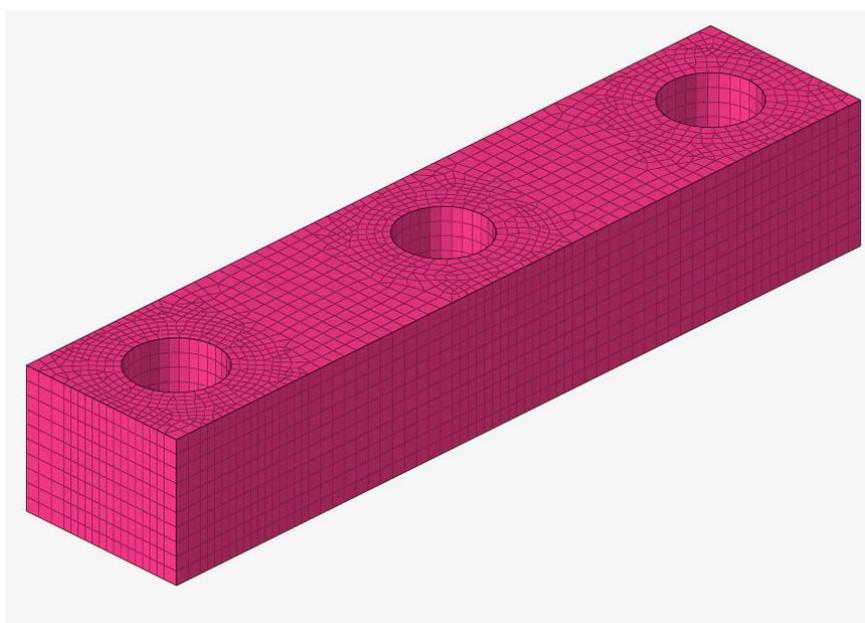


Figura 3.12 Vista assometrica della barra di carico di un GC89: la mesh esaedrica

Si osservi inoltre come la *mesh* sia stata modificata localmente in modo da orientare gli elementi presenti in prossimità dei fori in direzione radiale rispetto all'asse dei fori stessi.

Dopo aver brevemente descritto la struttura della *mesh*, mediante l'ausilio delle seguenti figure, si procede alla descrizione delle condizioni di vincolo e di carico.

Dalla figura 3.13 è possibile osservare le corone circolari i cui elementi interni sono stati selezionati per imporre il vincolo di appoggio. In figura 3.14, è invece possibile osservare i *load collector* del vincolo SPC applicato sulla barra di carico. Si osservi che il vincolo SPC è stato opportunamente modificato in modo che, esattamente come un carrello, questo impedisse unicamente la traslazione verticale. Senza questa modifica il vincolo SPC azzerava tutti e sei i GDL di un corpo (incastro).

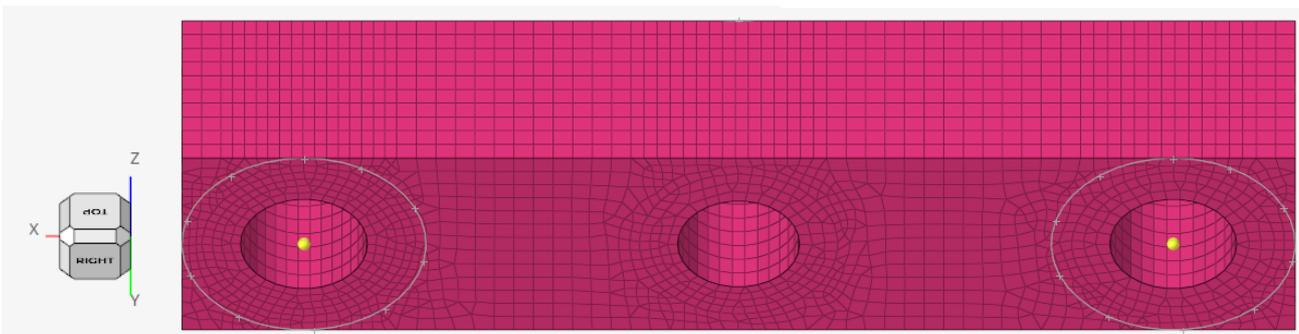


Figura 3.13 Area di appoggio sul lato inferiore della barra di carico

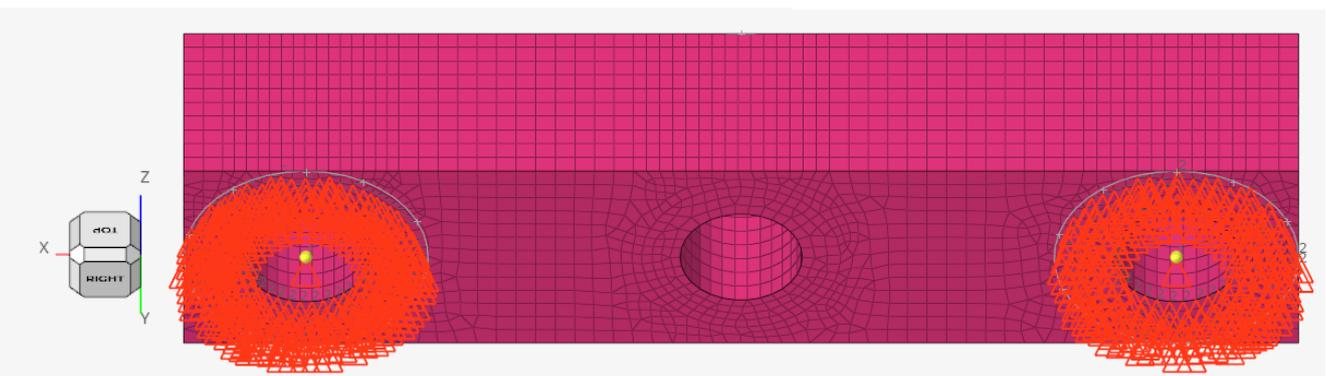


Figura 3.14 Load collector SPC che blocca la traslazione in Y

In figura 3.15 è riportata la schermata con le indicazioni riferite alle condizioni di carico: gli elementi appartenenti alla corona circolare della barra di carico su cui si distribuisce il carico di 24 kN, sono stati uniti in un unico corpo rigido RBE2 su cui viene applicato il carico.

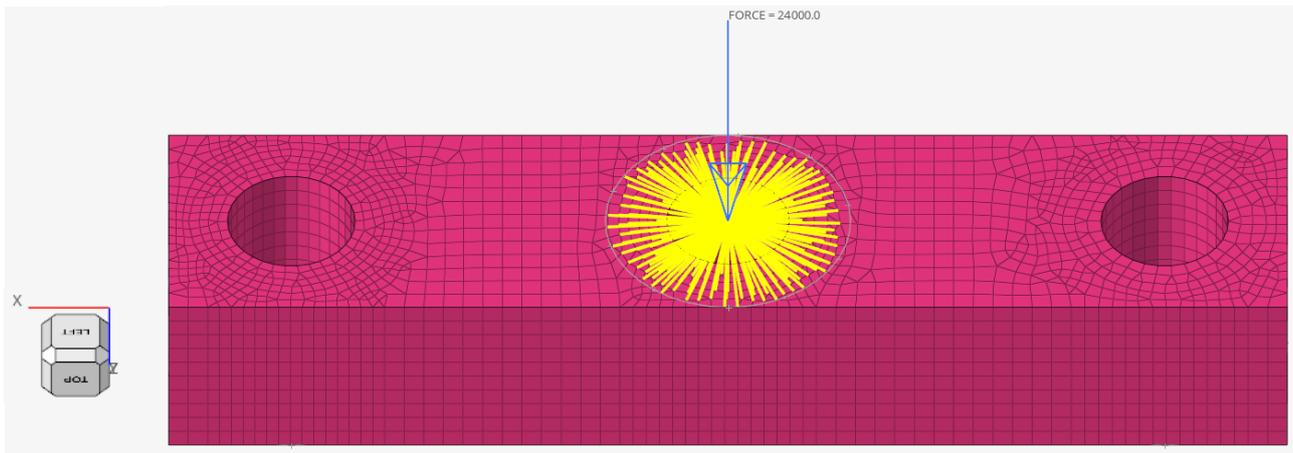


Figura 3.15 Lato superiore della barra di carico GC89: gli elementi della corona circolare su cui si distribuisce il carico di 24 kN sono uniti in un unico corpo rigido RBE2

Dopo aver descritto come è stata realizzata la mesh esaedrica e come sono state impostate le condizioni di vincolo e di carico, nelle seguenti immagini e GIF vengono riportati e descritti i risultati emersi dalla simulazione. In tutte le seguenti immagini, la deformata visualizzabile è stata incrementata con un moltiplicatore 50x per migliorare la visibilità.

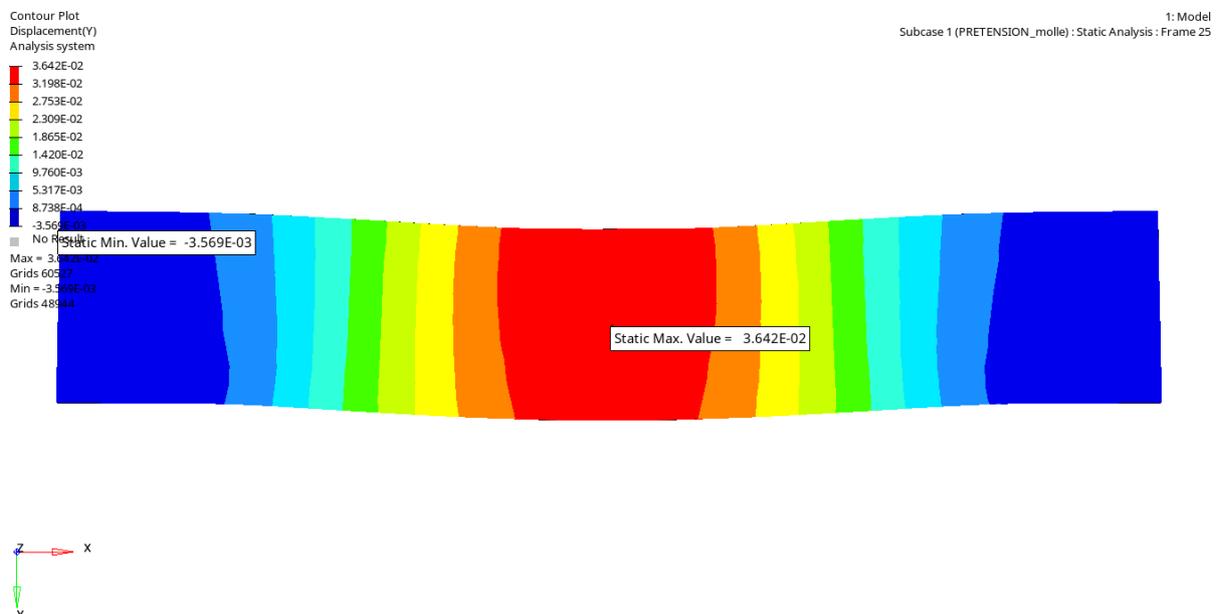


Figura 3.16 Vista frontale della barra di carico di un GC89: indicazione sullo spostamento massimo e minimo in Y

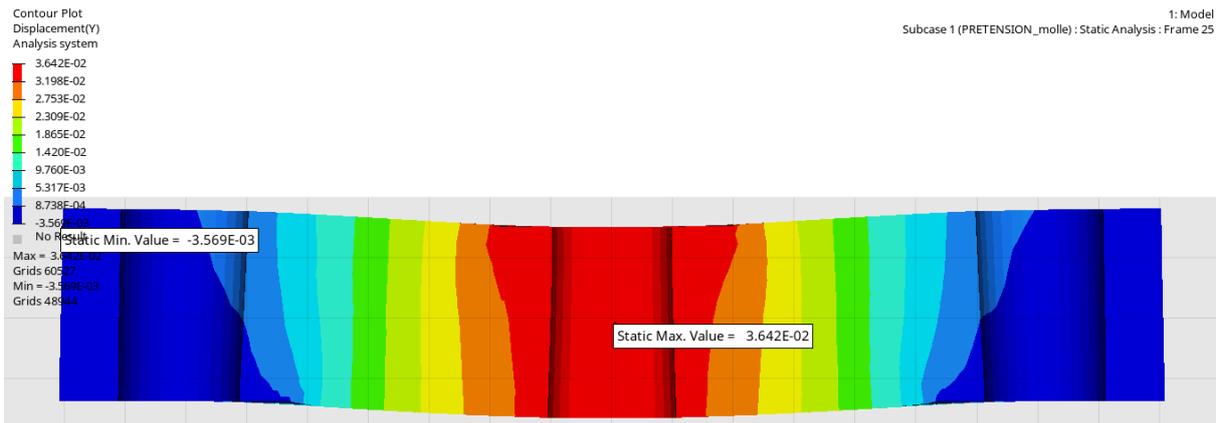


Figura 3.17 Vista in sezione GC89: indicazione sullo spostamento massimo e minimo in direzione Y

Facendo riferimento alle immagini in figura 3.16 e 3.17, è possibile osservare l'andamento dello spostamento verticale in direzione Y. All'interno di queste figure vengono inoltre indicate, mediante due etichette riquadrate, i valori di spostamento minimo e massimo all'interno della barra di carico.

Confrontando i valori emersi della simulazione con i valori ricavati dalla verifica statica mediante il modello di una trave appoggiata con carico concentrato, è possibile osservare che il valore della freccia massima determinata mediante la simulazione statica, $f_{max,sim} \left(x \cong \frac{L}{2} \right) = 0.036 \text{ mm}$, risulti nettamente inferiore rispetto al valore determinato con il modello trave di de Saint Venant, $f_{max} \left(x = \frac{L}{2} \right) = 0.096 \text{ mm}$. L'errore relativo sulla freccia massima $\epsilon_r f_{max}$ della f_{max} rispetto alla $f_{max,sim}$ è pari a 163.6%.

Ne segue dunque che il modello di trave doppiamente appoggiata con carico concentrato in mezzeria non rispecchia, perlomeno in termini di freccia, l'andamento teoricamente simulato mediante i software di simulazione FEM.

In figura 3.18 e 3.19 vengono invece riportati i risultati della simulazione statica in termini di tensioni di *Von Mises* con segno. Come si osserva il valore massimo di tensione registrato, esattamente come per il modello trave doppiamente appoggiata con carico puntuale e centrato, viene registrato in prossimità della mezzeria.

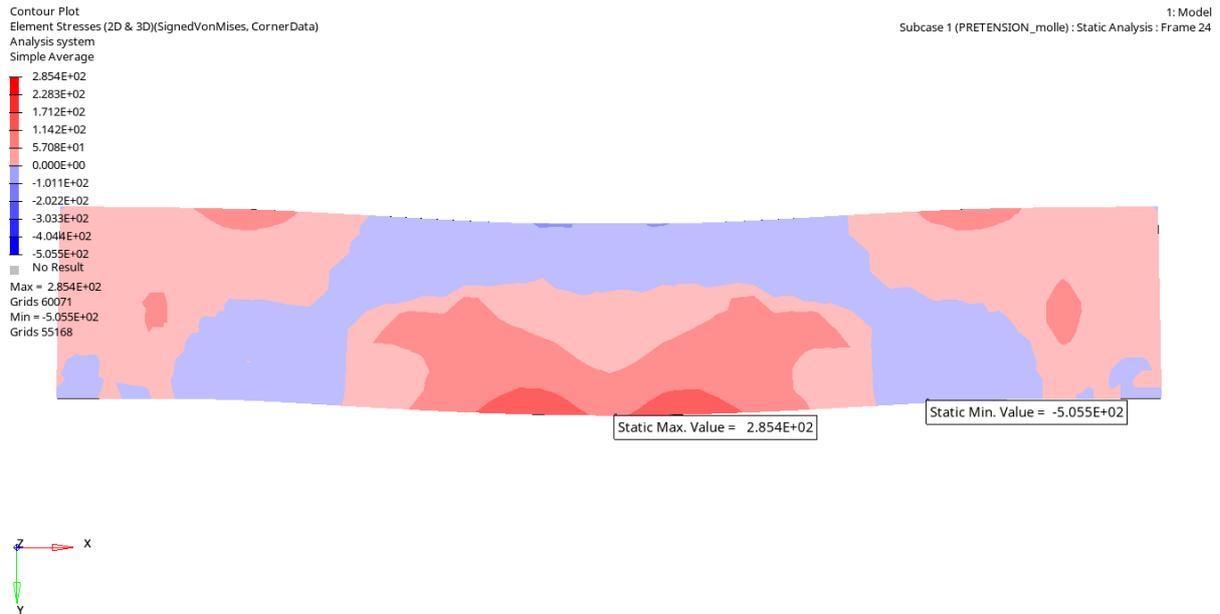


Figura 3.18 Vista frontale barra di carico GC89: indicazione dei valori di tensione massimi e minimi con segno di Von Mises

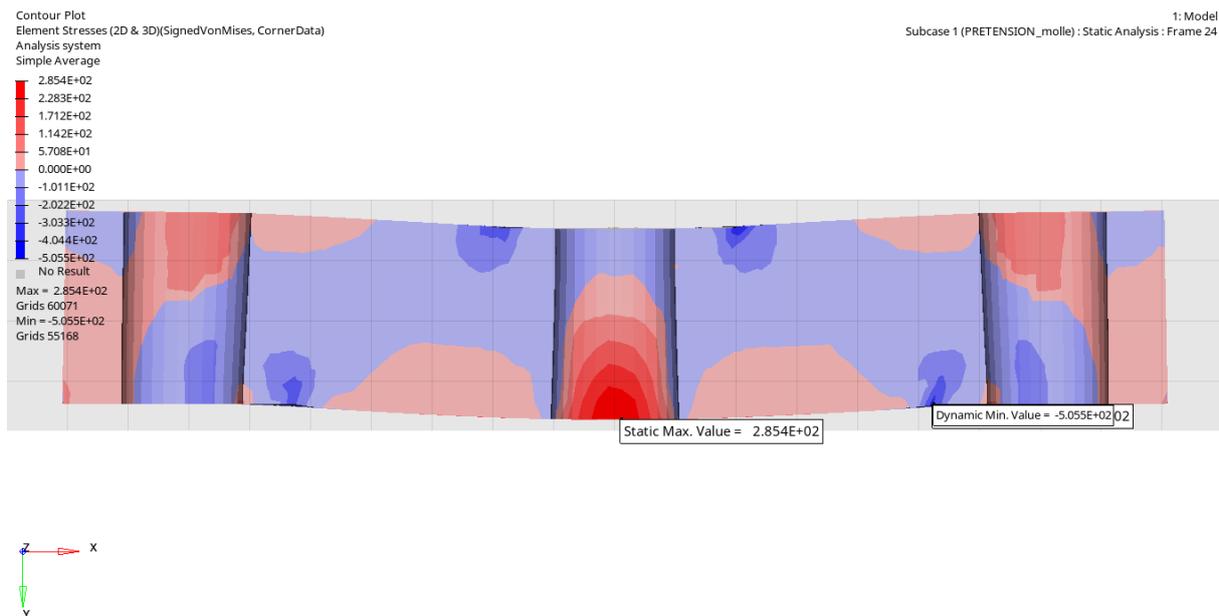


Figura 3.19 Vista in sezione barra di carico GC89: indicazione dei valori di tensione massimi e minimi con segno di Von Mises

Confrontando il valore di tensione massima risultate della simulazione, $\sigma_{max,sim} \left(x \cong \frac{L}{2} \right) = 285.4 \text{ MPa}$, con i valori determinati a partire dal modello di de Saint Venant utilizzato per il dimensionamento, $\sigma_{max,id} \left(x = \frac{L}{2} \right) = 319.2 \text{ MPa}$, è possibile ricavare l'errore relativo della tensione massima $\epsilon_{r\sigma_{max}}$ della $\sigma_{max,id}$ rispetto alla $\sigma_{max,sim}$: tale errore assume il valore di 11.8%.

Da questo confronto è possibile osservare, che il modello di trave doppiamente appoggiata con carico concentrato in mezzzeria, utilizzato per il dimensionamento, riproduce abbastanza fedelmente in termini di tensione massima l'andamento teoricamente simulato mediante i software di simulazione FEM.

Sempre facendo riferimento a figura 3.18 e 3.19, è possibile osservare come il valore minimo di tensione, $\sigma_{min,sim} = -505.5 MPa$, risulti essere in valore assoluto maggiore della $\sigma_{max,sim} \left(x = \frac{L}{2}\right)$. Tale valore di tensione, come visibile anche da figura 3.20 e 3.21, si genera in prossimità delle superfici di appoggio della barra di carico. I punti caratterizzati da questo livello di tensione sono quelli attorno al quale la barra reale ruota durante la fase di taratura e di serraggio.

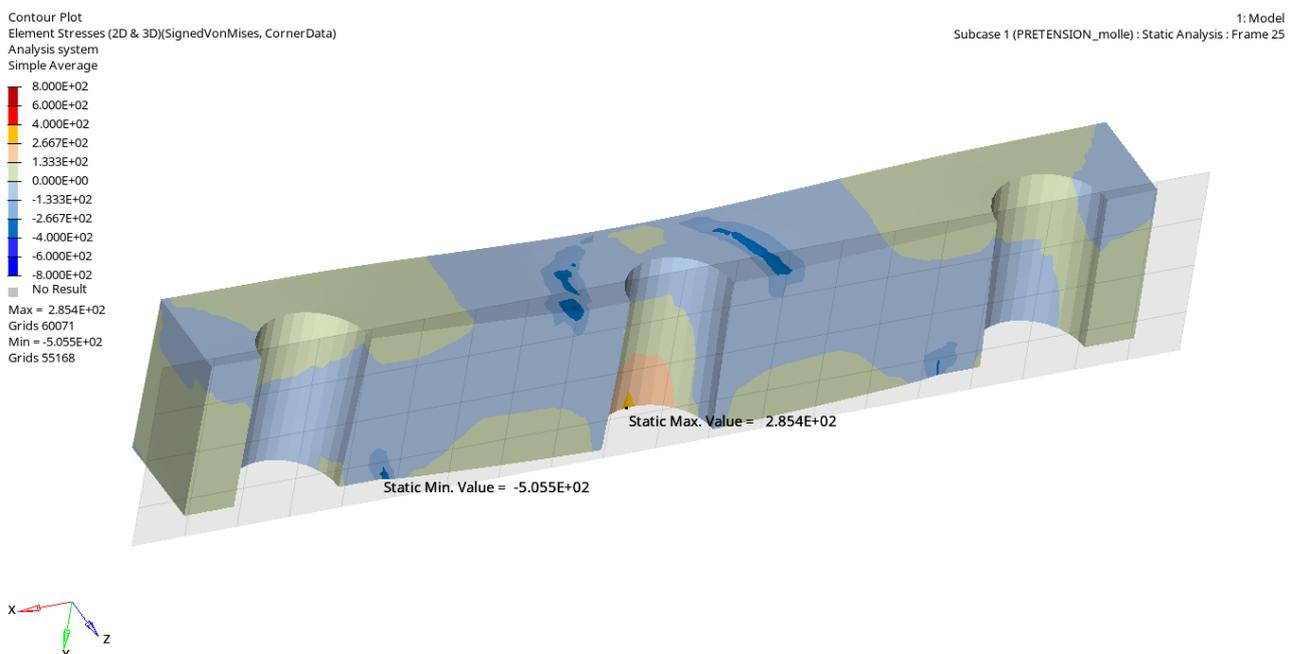


Figure 3.20 Vista "assonometrica" barra di carico GC89: indicazione dei valori di tensione massimi e minimi con segno di Von Mises

Facendo sempre riferimento ai risultati ricavati dal modello di *de Saint Venant* per il dimensionamento, si osserva come questo livello di tensione minimo risulti anomalo rispetto ai valori di tensione attesi in prossimità dei vincoli.

Questo effetto è dovuto al fatto che nella realtà la barra di carico non è sostenuta da dei carrelli ideali posizionati in prossimità degli assi dei due fori. Questa invece tende a ruotare intorno ad alcuni punti appartenenti all'area di contatto dei supporti: in prossimità di questi punti di rotazione si genera uno sforzo di compressione molto intenso.

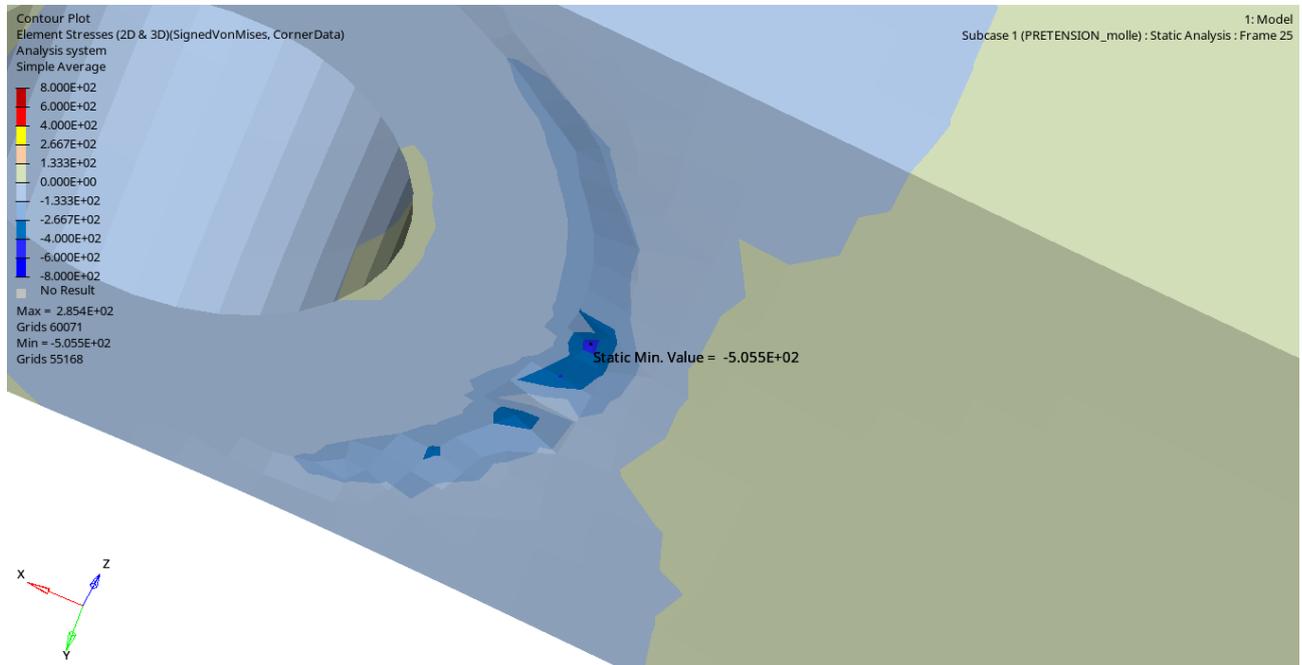


Figura 3.21 Vista ingrandita della zona adiacente ai supporti di una barra di carico per GC89 in prossimità della quale viene registrato il valore di tensione negativa massima

Tale valore di tensione minima $\sigma_{min,sim}$, nonostante risulti in valore assoluto maggiore rispetto a $\sigma_{max,sim}$, risulta comunque meno critico.

Si ricorda infatti che i valori di tensione > 0 sono associati a uno stress localizzato di trazione che, rispetto a uno stress localizzato di compressione, caratterizzato da valori di tensione < 0 , risulta molto più critico in termini di cedimento. Se le tensioni negative possono alleviare leggermente la tensione interna nel materiale, le tensioni positive aumentano lo sforzo sulle dislocazioni, facilitando in questo modo la deformazione plastica.

In seguito ai risultati emersi dal confronto dei risultati del modello analitico e quelli di simulazione, è possibile eseguire le seguenti considerazioni:

- Il modello di trave doppiamente appoggiata con carico concentrato nella mezzeria non riesce a rispecchiare il reale andamento della freccia simulata mediante software FEM.

Come vedremo nei modelli di calcolo alternativi, presentati nel prossimo paragrafo, esistono condizioni di vincolo della trave che permettono di ottimizzare il modello per determinare con maggiore precisione il valore massimo di freccia a cui la barra di carico è sottoposta.

Considerando inoltre quanto emerso in merito ai reali punti di rotazione, si anticipa che, una buona soluzione per ottimizzare il modello trave, in termini di freccia massima, consiste nella riduzione della distanza tra i vincoli: se nel modello analitico utilizzato per il dimensionamento la distanza dei vincoli è pari all'interasse I , il modello ottimizzato in termini di freccia massima è caratterizzato da due carrelli disposti a distanza $I - 2R$, dove R rappresenta il raggio massimo dei riscontri.

- Per quanto riguarda invece i valori di tensione massima, i risultati emersi dalla verifica del modello di trave doppiamente appoggiata con carico concentrato nella mezzeria risultano molto prossimi ai corrispondenti valori ottenuti mediante simulazione FEM.

Nonostante vi siano delle differenze rispetto alle ipotesi del modello di *de Saint Venant*, è riprovato che il modello scelto per il dimensionamento rispecchia fedelmente i risultati in termini di stress massimo della simulazione FEM.

Come già anticipato, non disponendo di dati sperimentali derivanti dal mondo reale, i risultati emersi dalla simulazione condotta con il pacchetto Altair fungono da metro di confronto con i risultati emersi dai modelli analitici.

Come vedremo nel prossimo paragrafo, esistono dei modelli, come quello di una trave doppiamente appoggiata con carico distribuito in mezzeria, che riescono a ottimizzare ancora meglio il modello trave in termini di tensione massima rispetto ai risultati ottenuti della simulazione FEM. Si anticipa che tuttavia il modello che continueremo ad utilizzare per il dimensionamento delle barre di carico resterà il modello trave doppiamente appoggiato con carico concentrato in mezzeria: questa scelta è dovuta al fatto che, il modello in questione risulta leggermente

peggiorativo in termini di *stress*, e quindi più conservativo dal punto di vista della progettazione.

Considerando invece il valore della tensione massima simulata $\sigma_{max,sim}$, si osserva che, essendo questo molto prossimo alla tensione di snervamento del materiale, $\sigma_s = 300 \text{ MPa}$, risulta comunque necessario apportare delle modifiche alla procedura di dimensionamento delle barre di carico.

Per allontanare la barra di carico da questa condizione teoricamente critica, è necessario incrementare il valore assunto dal coefficiente di sicurezza CS. Per raggiungere tale obiettivo esistono varie strade progettuali percorribili; la scelta è principalmente orientata in funzione dai vincoli dimensionali e dei vincoli economici.

Ipotizzando non poter modificare la geometria della barra, l'unica soluzione percorribile è la scelta di un materiale dotato di una tensione di snervamento più elevata rispetto al C45. Avendo invece la possibilità di modificare la geometria della barra è preferibile aumentare il coefficiente di sicurezza CS grazie alla combinazione dei seguenti fattori: incremento dello spessore della barra di carico, incremento della larghezza della barra di carico e carico concentrato in due punti simmetrici rispetto alla mezzeria, anziché concentrato in un unico punto.

- Per quanto riguarda invece le tensioni minime $\sigma_{min,sim}$, come visibile anche dai grafici dei momenti di ciascun modello alternativo presente nel paragrafo 3.1.3., queste non sono determinabili direttamente attraverso i modelli analitici di *de Saint Venant*. Come già anticipato in questo paragrafo, queste tensioni negative si vengono a registrare in prossimità dell'area di contatto tra la barra di carico e i rispettivi supporti. Nello specifico, i punti caratterizzati da questo livello tensionale, sono quelli intorno ai quali, la barra di carico reale, ruota. Questo valore negativo di tensione non può essere quindi dedotto mediante i modelli che utilizzano vincoli puntuali e ideali.

Nonostante la considerazione effettuata in merito al minor effetto delle tensioni negative rispetto a quelle positive sullo snervamento, il valore assoluto della tensione minima $\sigma_{min,sim}$ risulta 68,3% superiore rispetto al valore di snervamento

a trazione. Bisognerebbe effettuare un'indagine più approfondita per valutare l'eventuale effetto di queste sovratensioni sul materiale. Alcune possibili soluzioni adottabili per ridurre queste tensioni possono essere l'aumento delle dimensioni dell'area di contatto tra la barra di carico e le superfici di riscontro e/o la riduzione della distanza tra il carico e gli appoggi (riduzione al minimo dell'interasse).

3.1.3. Valutazione di modelli trave alternativi e confronto con dati di simulazione FEM

Qui di seguito vengono riportati gli andamenti ed i risultati in termini di freccia massima e tensione massima di tre modelli trave alternativi al modello utilizzato per il dimensionamento delle barre di carico secondo la procedura GPS. Lo scopo è confrontare i risultati analitici dei tre modelli presentati con i risultati della simulazione ed eventualmente validare uno di questi tre modelli al posto di quello analizzato nel capitolo precedente.

TRAVE DOPPIAMENTE APPOGGIATA CON CARICO CONCENTRATO IN MEZZERIA E VINCOLI DISTANTI I-2R

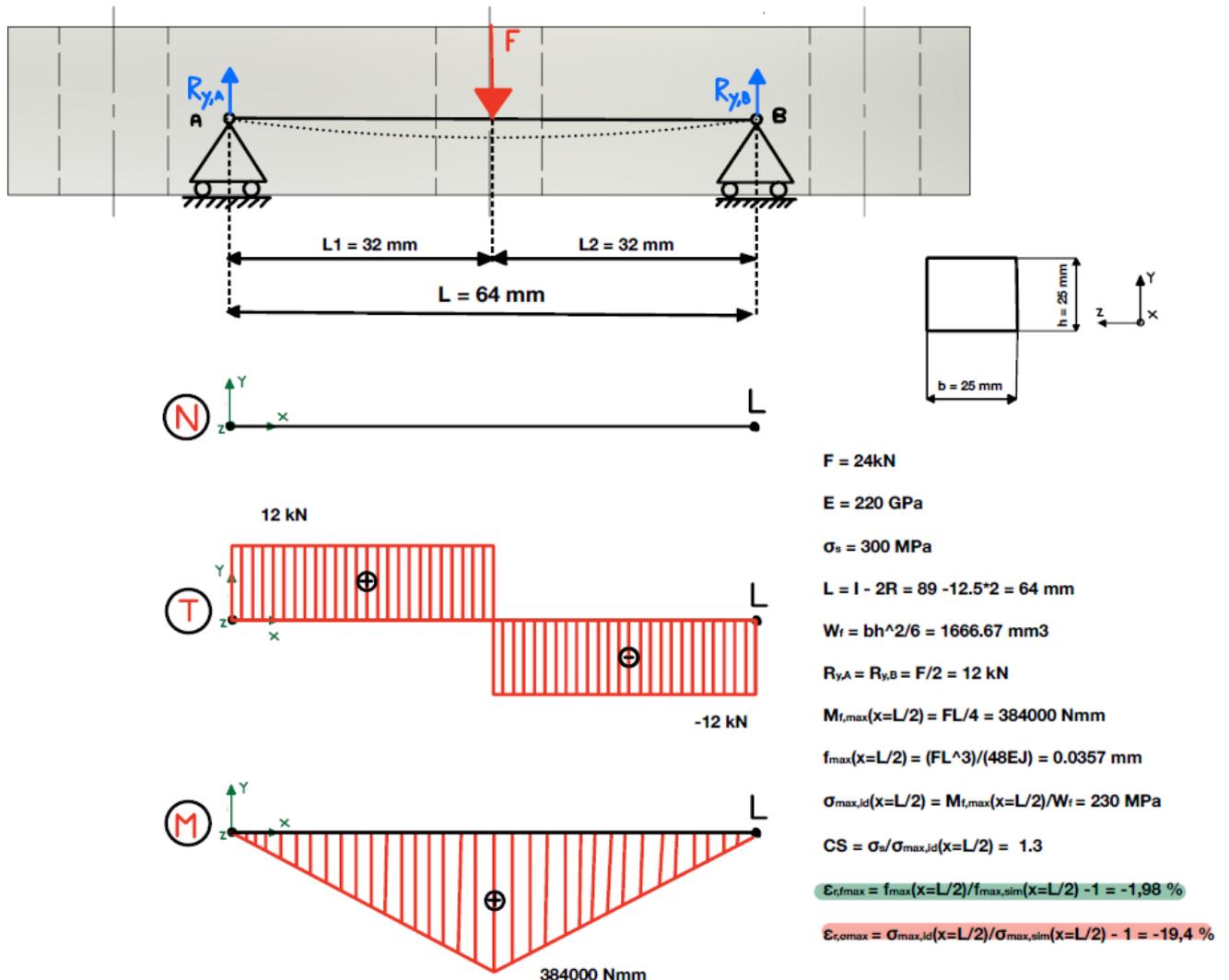


Figura 3.22 Trave doppiamente appoggiata con carico concentrato in mezzeria e vincoli distanti I-2R

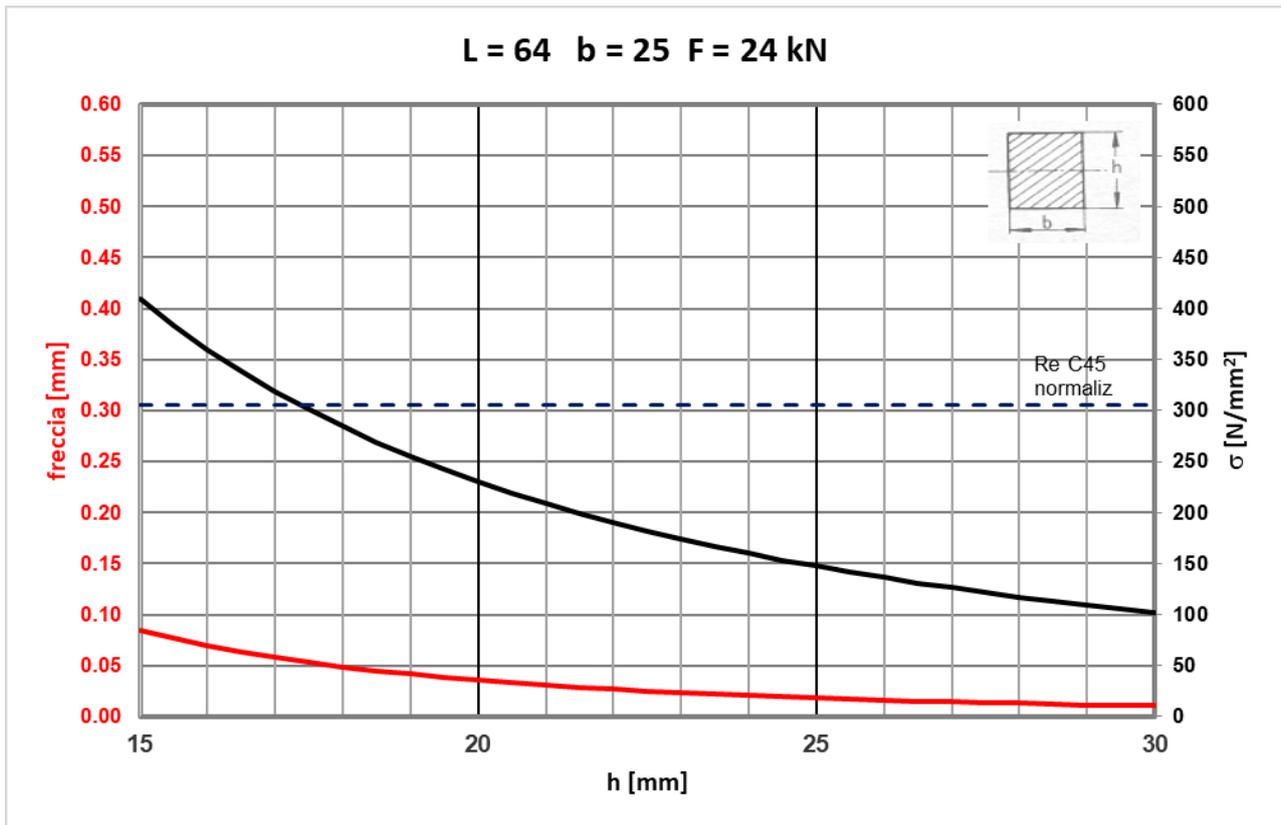


Figura 3.23 Trave doppiamente appoggiata con carico concentrato in mezzzeria e vincoli distanti I-2R: andamento freccia massima e tensione massima in funzione dell'altezza h

Come si osserva dal confronto dei risultati, il modello di trave doppiamente appoggiata con carico concentrato in mezzzeria e vincoli distanti I-2R, è il modello tra quelli presentati che meglio descrive l'andamento della freccia. In questo caso l'errore relativo sulla freccia massima $\epsilon_{r f_{max}}$ della freccia massima ideale f_{max} rispetto alla freccia massima simulata $f_{max,sim}$ è inferiore in valore assoluto pari al 2%.

Per quanto riguarda invece l'errore relativo della tensione massima $\epsilon_{r \sigma_{max}}$ della tensione massima ideale $\sigma_{max,id}$ rispetto alla tensione massima simulata $\sigma_{max,sim}$, questo assume un valore quasi doppio rispetto a quello registrato per il caso di una trave con carico concentrato in mezzzeria e vincoli distanti I.

TRAVE DOPPIAMENTE INCASTRATA CON CARICO CONCENTRATO IN MEZZERIA E VINCOLI DISTANTI I

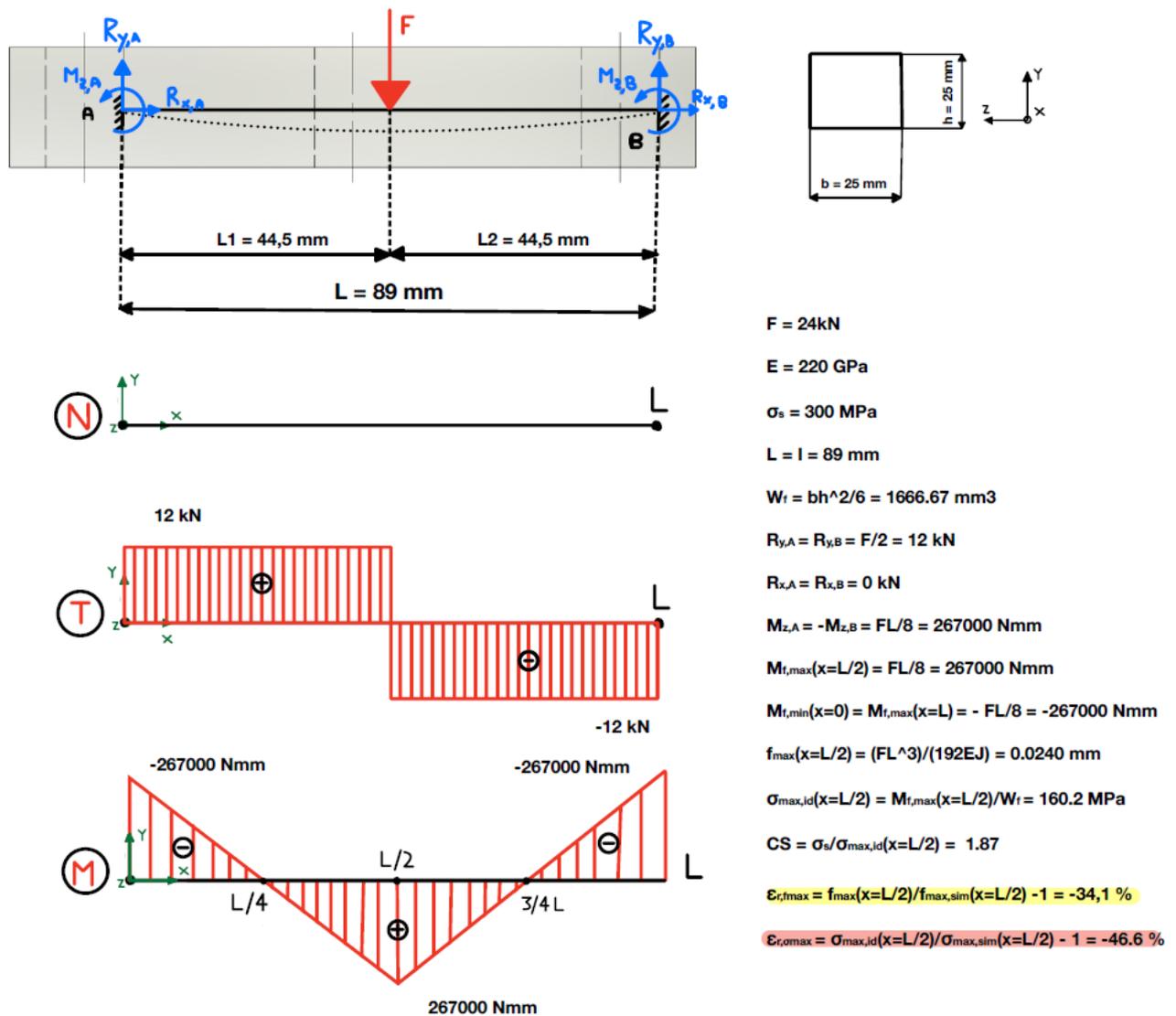


Figura 3.24 Trave doppiamente incastrata con carico concentrato in mezzeria e vincoli distanti I

Provando invece a valutare l’eventuale effetto di una modifica della tipologia di vincoli, in figura 3.24 viene riportato il caso di una trave doppiamente incastrata con carico concentrato in mezzeria e vincoli distanti I.

Tra i modelli proposti questo è quello che si allontana maggiormente dai risultati di simulazione: ovviamente questo effetto è dovuto al fatto che i vincoli imposti all’interno della simulazione impediscono unicamente il movimento verticale di quota parte della barra di carico. Gli incastri presenti invece all’interno di questo modello analitico rendono il caso studio addirittura iperstatico.

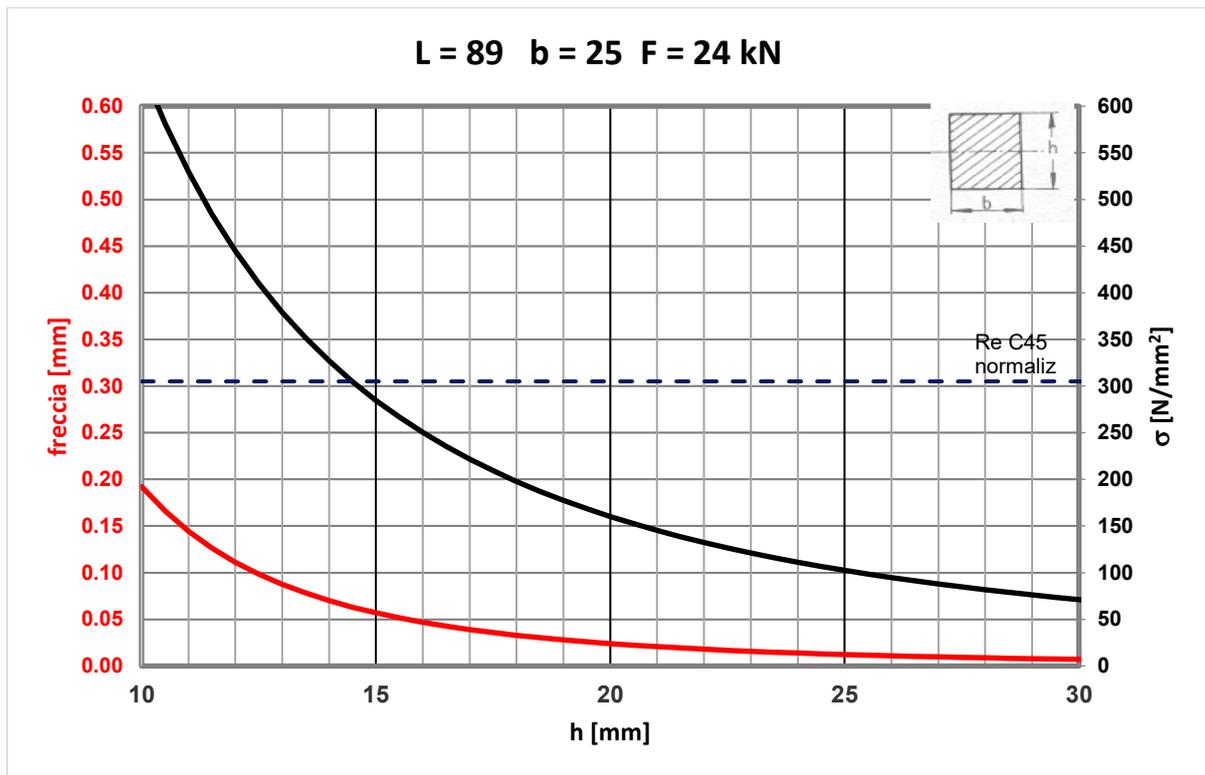


Figura 3.25 Trave doppiamente incastrata con carico concentrato in mezzeria e vincoli distanti l : andamento freccia massima e tensione massima in funzione dell'altezza h

TRAVE DOPPIAMENTE APPOGGIATA CON CARICO CENTRATO DISTRIBUITO E VINCOLI DISTANTI I

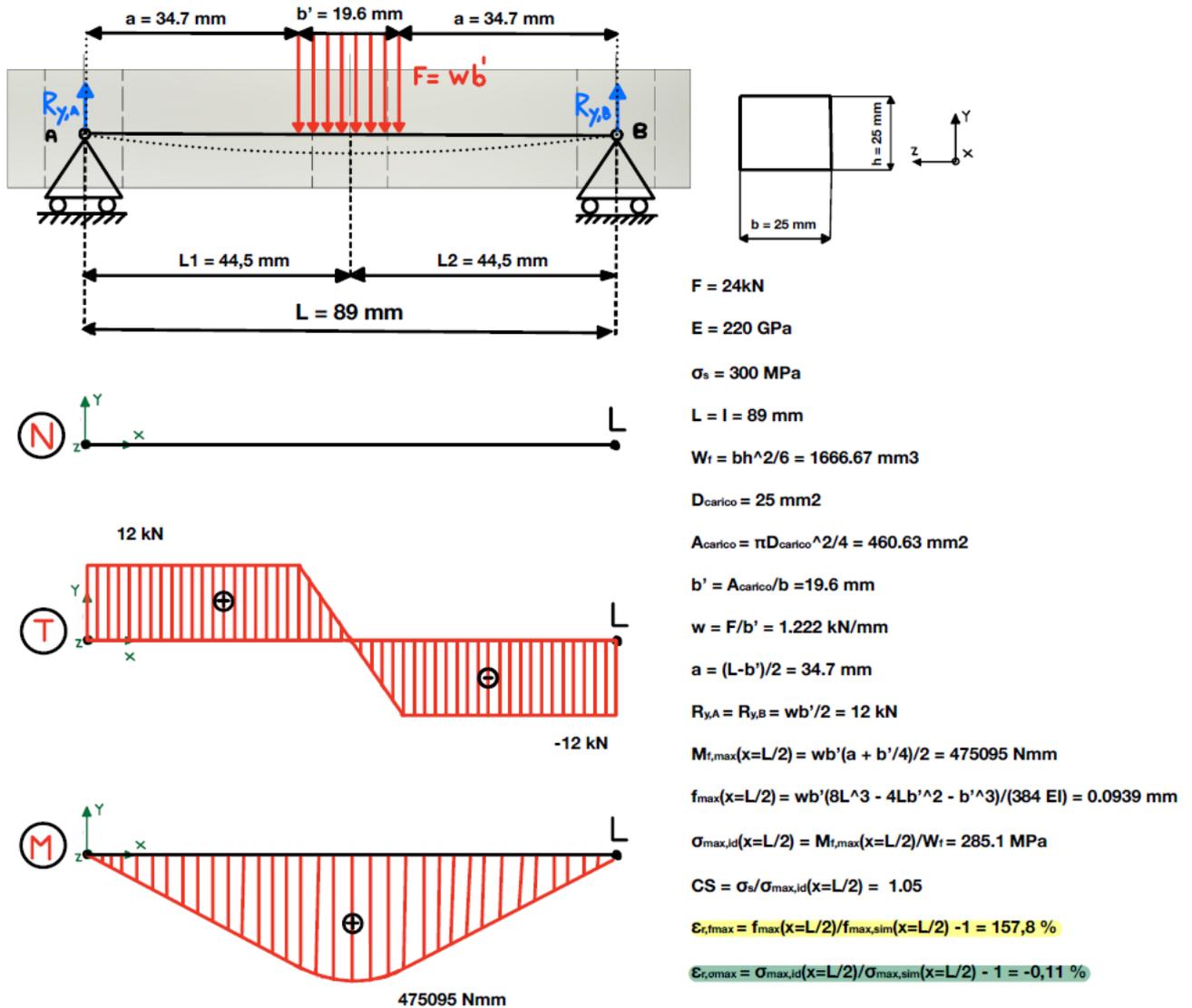


Figura 3.26 Trave doppiamente appoggiata con carico centrato distribuito e vincoli distanti I

Tra tutti modelli presentati, il modello di una trave doppiamente appoggiata con carico centrato distribuito e vincoli distanti I è quello che meglio descrive l'andamento della tensione all'interno della trave. Nello specifico il carico è distribuito omogeneamente su una superficie rettangolare avete un lato pari alla larghezza della barra e un'area totale pari all'area della corona circolare su cui agisce il carico.

In questo caso l'errore relativo sulla tensione massima $\epsilon_{r,\sigma_{\max}}$ della tensione massima ideale $\sigma_{\max,id}$ rispetto alla tensione massima simulata $\sigma_{\max,sim}$ è pari a -0.11%. Per quanto riguarda l'errore sulla freccia massima $\epsilon_{r,f_{\max}}$ della freccia massima ideale f_{\max}

rispetto alla freccia massima simulata $f_{max,sim}$, questo rimane in linea con il valore registrato per il caso di una trave con carico concentrato in mezzeria e vincoli distanti l .

Nonostante quest'ultimo modello, sia più vicino ai risultati di simulazione in termini di stress massimo, esso risulta meno critico dal punto di vista strutturale rispetto al modello di una trave con carico concentrato in mezzeria e vincoli distanti l . Per questa ragione, e per le poche migliorie apportabili da questo modello alternativo, si è deciso di mantenere la tipologia di modello proposto dalla procedura GPS per dimensionare le barre di carico standard. Come vedremo all'interno del prossimo paragrafo, il fallimento della verifica statica condotta quella di simulazione, porta comunque a dover modificare la procedura GPS per il dimensionamento.

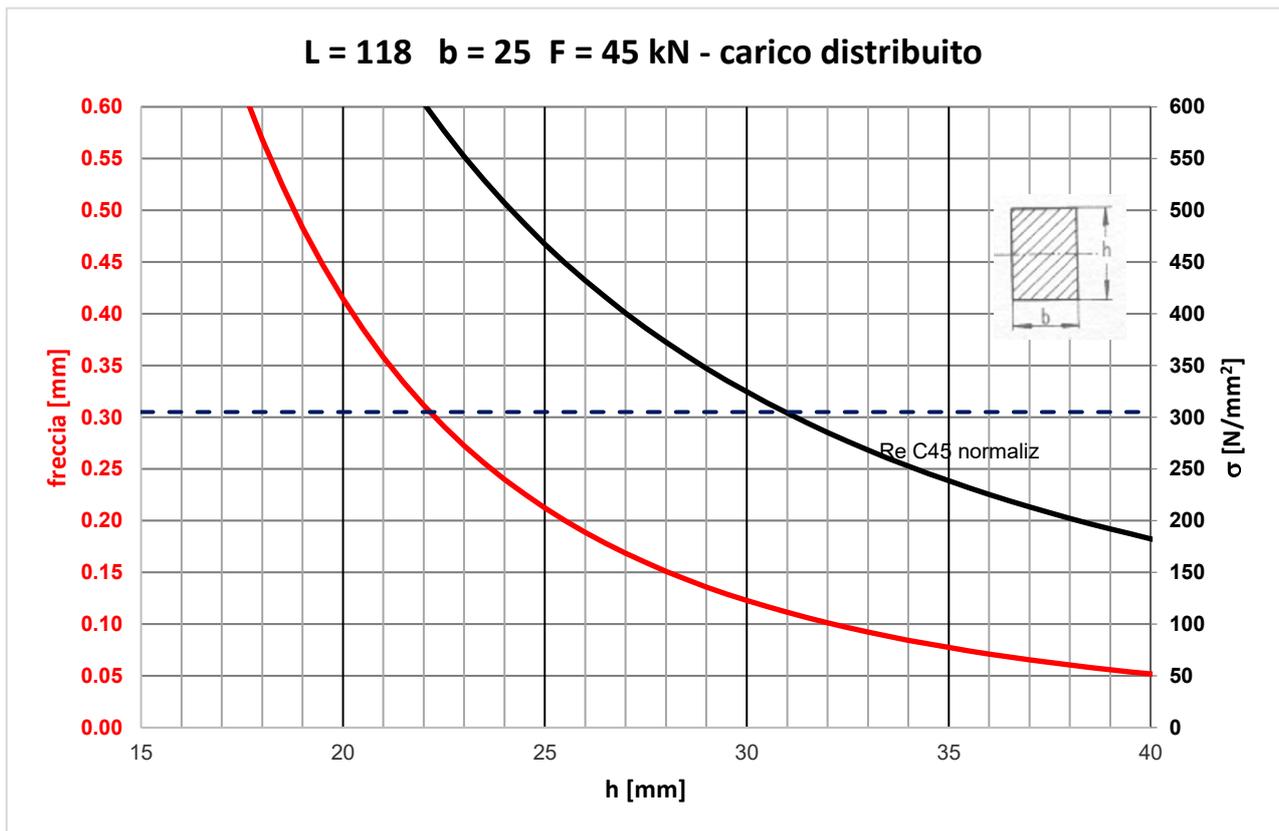


Figura 3.27 Trave doppiamente appoggiata con carico centrale distribuito in mezzeria e vincoli distanti l : andamento freccia massima e tensione massima in funzione dell'altezza h

3.1.4. Dimensionamento della nuova barra di carico per il *TECMV-X*

In questo paragrafo si affronta il dimensionamento della barra di carico del nuovo *TECMV-X* sviluppato appositamente per questa tesi. Tale barra deve essere dimensionata in modo da permettere al *bar clamp* del *TECMV-X* di comprimere un componente MS TB356C, datasheet disponibile tra gli allegati, a 22 kN.

Prima di procedere con la trattazione di questa tematica, vengono effettuate delle considerazioni in merito ai risultati emersi dai precedenti paragrafi.

Dai confronti tra i risultati di simulazione con i risultati analitici, ottenuti seguendo il modello utilizzato nella procedura GPS e secondo i tre modelli alternativi proposti, emerge che il modello di una trave doppiamente appoggiata con carico concentrato ed estremi distanti l approssima in modo soddisfacente il comportamento di una barra di carico in termini di stress massimo. Si ricorda che non disponendo di dati certi associati al comportamento reale della barra di carico, i risultati della simulazione FEM costituiscono l'unico metro campione di confronto.

Tuttavia, analizzando i valori effettivamente assunti dallo stress massimo sia nella simulazione che nel modello della trave, si nota che tali valori sono eccessivamente prossimi ai valori di snervamento della trave. Facendo riferimento al fallimento della verifica statica, condotta nel paragrafo 3.1.1., diventa evidente la necessità di apportare delle modifiche alla procedura di dimensionamento delle barre di carico al fine di allontanare i componenti da una potenziale condizione di plasticizzazione.

Per aumentare il CS statico, senza dover andare a modificare il materiale e senza ingrandire eccessivamente la sezione trasversale della barra, una buona soluzione è

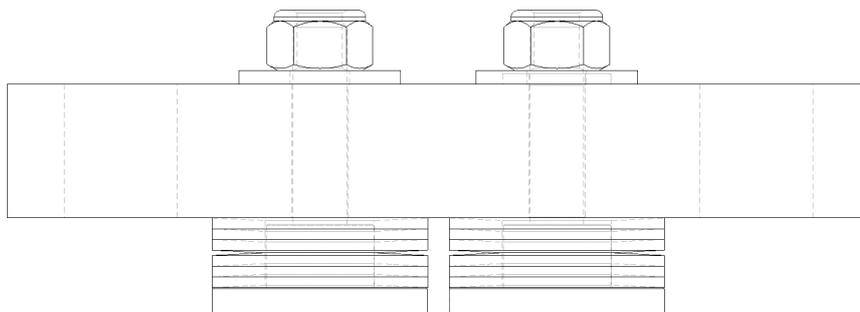


Figura 3.28 Barra di carico con due pile di molle a tazza

progettare la barra di carico in modo che, a parità di carico totale, il carico venga applicato su due pile di molle a tazza, anziché su una sola. In figura 3.28, viene riportata graficamente questa miglioria.

Il modello di de Saint Venant a cui faremo in questo caso riferimento per il dimensionamento di barre di carico con due pile di molle a tazza è quello di una trave doppiamente appoggiata con due carichi concentrati.

In figura 3.29 viene riportata la rappresentazione schematica del modello analitico utilizzato per il dimensionamento della nuova barra di carico.

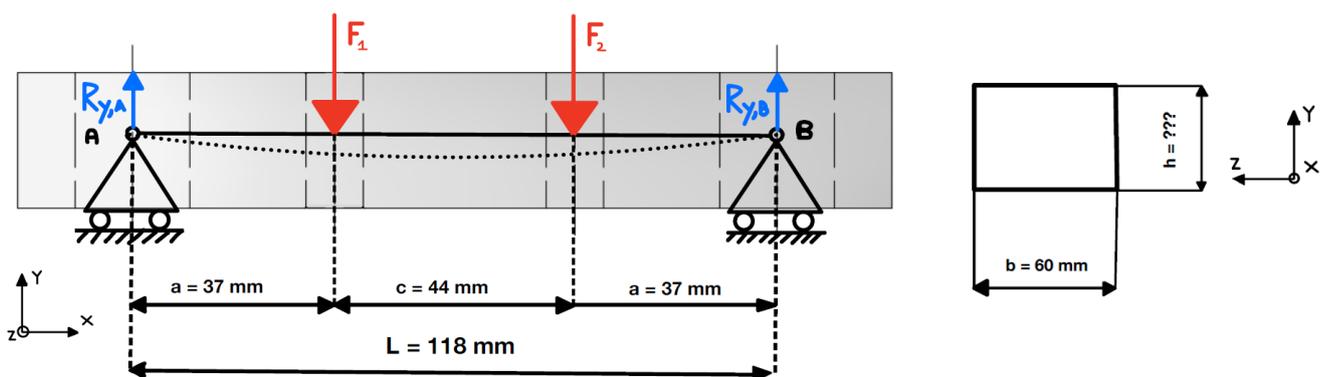


Figura 3.29 rappresentazione schematica del modello analitico utilizzato per il dimensionamento della nuova barra di carico.

Qui di seguito vengono riportati i dati di progetto vincolanti relativi alla barra di carico del TECMV-X:

- $L = \text{interasse bar clamp} = 118 \text{ mm}$
- $c = \text{interasse carichi} = 44 \text{ mm}$
- $a = \text{distanza vincolo-carico} = 37 \text{ mm}$
- $b = \text{larghezza barra di carico} = 60 \text{ mm}$
- $F_{\text{tot}} = 22 \text{ kN}$
- $F_1 = F_2 = F/2 = 11 \text{ kN}$
- *Materiale C45*: tensione snervamento $\sigma_s = 300 \text{ MPa}$, tensione rottura $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$, modulo di Young $E = 220 \text{ GPa}$

Lo scopo della progettazione è determinare mediante il modello di una trave doppiamente appoggiata con due carichi concentrati il minimo spessore commerciale h per garantire un coefficiente di sicurezza $CS \geq 4$. Il dimensionamento verrà

successivamente verificato mediante i risultati emersi dalla simulazione FEM condotta con Altair.

Partendo dalla determinazione delle reazioni vincolari, si osserva che gli unici contributi vengono forniti da $R_{y,A}$ e $R_{y,B}$: entrambi assumono il valore di 11 kN.

Senza andare a riportare i calcoli per la determinazione delle forze interne per ciascuna sezione di taglio, qui di seguito vengono riportati i diagrammi delle sollecitazioni: andamenti della forza normale, della forza di taglio e del momento flettente.

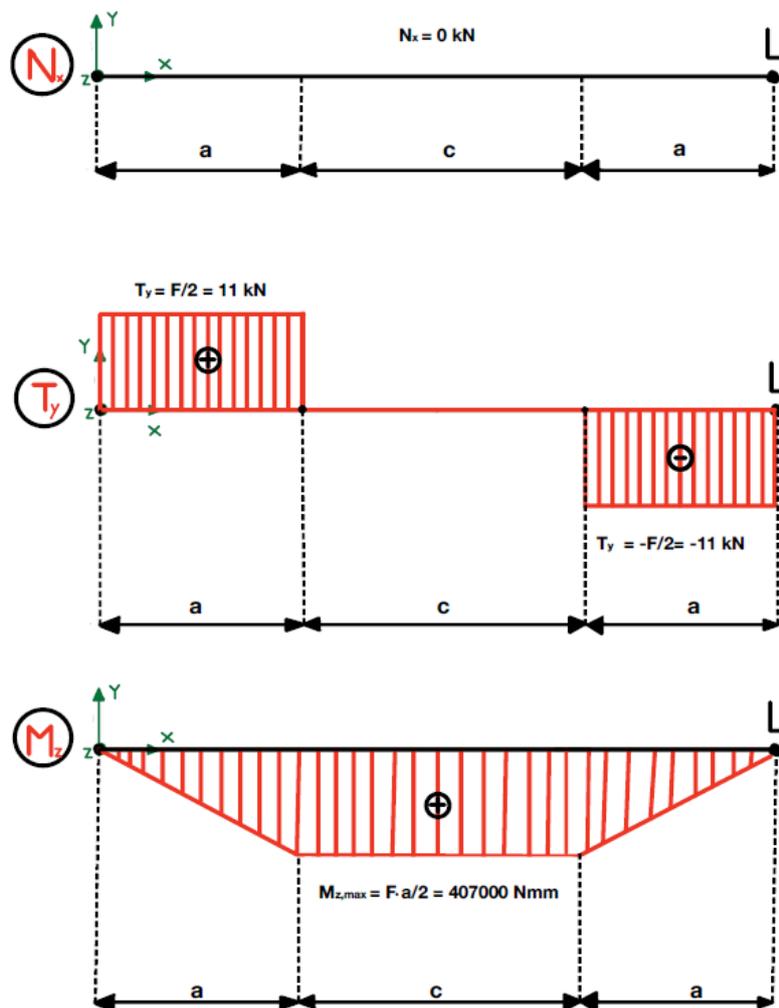


Figura 3.30 Diagrammi delle sollecitazioni che riporta l'andamento delle forze interne: N forza normale, forza di taglio T e momento flettente M

Partendo dalla definizione di coefficiente di sicurezza CS ed imponendo il valore di questo parametro pari a 4, è possibile ottenere il valore di $\sigma_{max,id}$ ammissibile:

$$\sigma_{max,id} = \frac{\sigma_s}{CS} = 75 \text{ MPa}$$

Considerando, inoltre, che le forze interne normali alla sezione trasversale della trave sono nulle in tutta la lunghezza della trave, e il contributo della forza di taglio è trascurabile, il valore della tensione massima $\sigma_{max,id}$ può essere espresso in funzione dello spessore incognito h_{min} :

$$\sigma_{max,id} = \frac{M_{z,max}}{W_f} = \frac{6M_{z,max}}{bh_{min}^2}$$

Imponendo l'uguaglianza tra queste due espressioni è possibile determinare il minimo spessore della trave che garantisca un coefficiente di sicurezza ≥ 4 .

$$h_{min} = \sqrt{\frac{6 CS M_{z,max}}{b \sigma_s}} = 23.3 \text{ mm}$$

Considerando la necessità dover scegliere uno spessore commerciale, la barra di carico del nuovo *TECMV-X* è caratterizzato da uno spessore $h = 25 \text{ mm}$.

Una volta eseguita la scelta dello spessore, è possibile determinare il valore massimo di tensione σ_{id} a cui la barra di carico è soggetta:

$$\sigma_{id}(a \leq x \leq a + c) = \frac{M_{z,max}}{W_f} = \frac{6M_{z,max}}{bh^2} = 65.1 \text{ MPa}$$

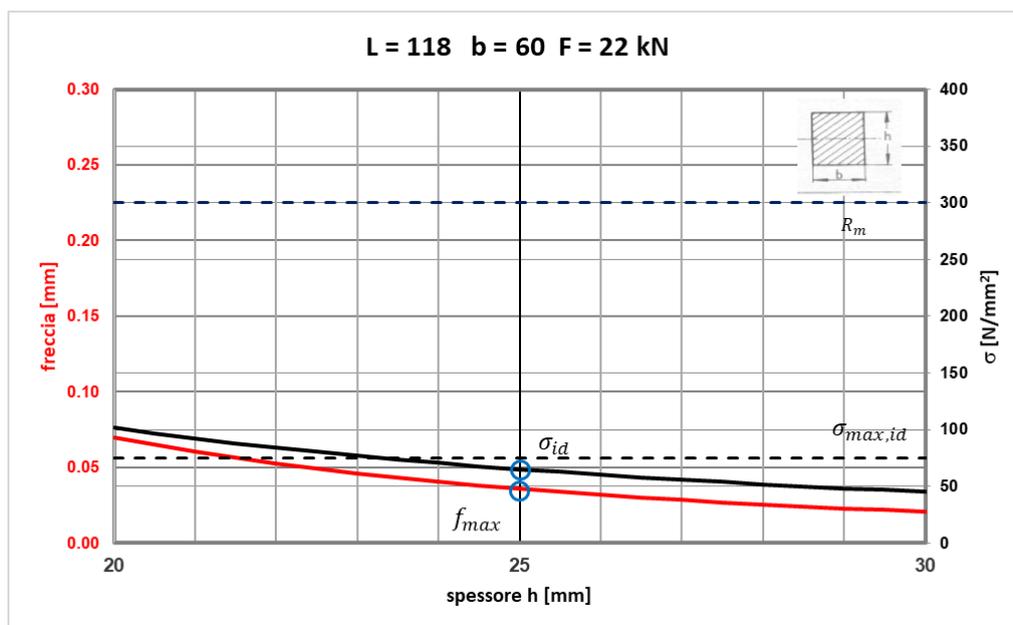


Figura 3. 31 Dimensionamento della nuova barra di carico: andamento teorico della freccia massima e tensione massima in funzione dell'altezza h

Per quanto riguarda il valore massimo della freccia attesa, si potrebbe dimostrare che, per le specifiche condizioni di carico e di vincolo, esso assume il seguente valore:

$$f_{max} = f\left(x = \frac{L}{2}\right) = \frac{F_1 a}{24EJ} (3L^2 - 4a^2) = 0.036 \text{ mm}$$

3.1.5. Verifica del dimensionamento della nuova barra di carico mediante software FEM

In questo paragrafo vengono riportati i risultati della simulazione FEM relativi alla barra di carico del nuovo TECMV-X.

La mesh esaedrica e le condizioni di vincolo e di carico imposte sulla barra di carico del TECMV-X sono state imposte in modo analogo a quanto già descritto per la barra del GC89 nel capitolo 3.1.2.; oltre al valore del carico, le uniche differenze riguardano la dimensione della circonferenza massima su cui agiscono i carichi, $\phi =$ diametro massimo delle molle a tazza = 40 mm, e la dimensione della circonferenza massima su cui si appoggiano le barre, $R =$ raggio massimo supporto barra = 15 mm.

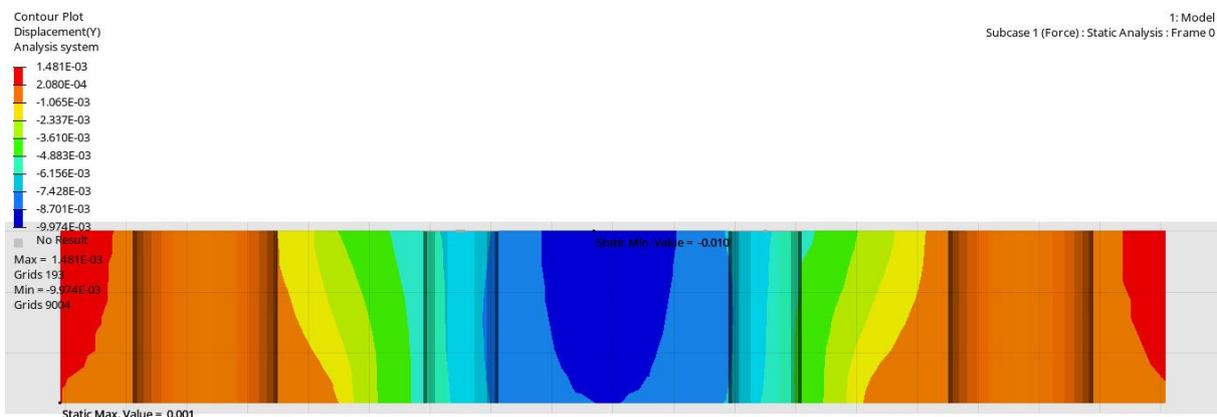


Figura 3.32 Vista in sezione della barra di carico di un TECMV-X: indicazione sullo spostamento massimo e minimo in Y

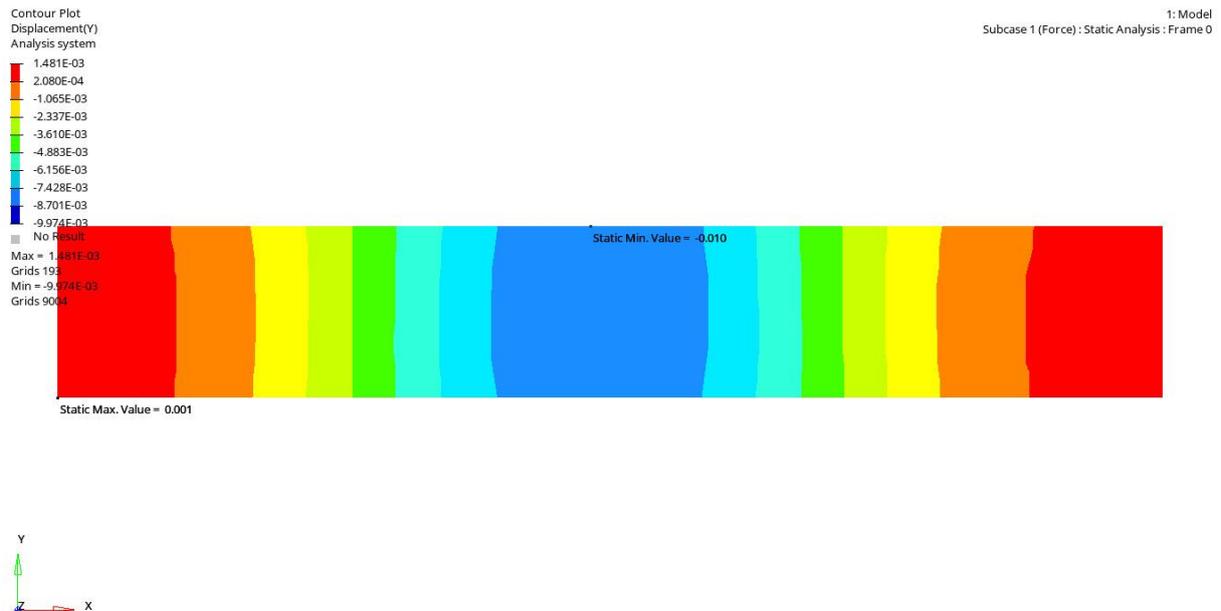


Figura 3.33 Vista frontale della barra di carico di un TECMV-X: indicazione sullo spostamento massimo e minimo in Y

Facendo riferimento alle figure 3.32 e 3.33, è possibile osservare l'andamento dello spostamento verticale in direzione Y della barra di carico. All'interno di queste figure vengono inoltre indicate, mediante due etichette, i valori di spostamento minimo e massimo all'interno della barra di carico.

Confrontando i valori emersi della simulazione con i valori ricavati dal dimensionamento statico è possibile osservare che il valore della freccia massima in valore assoluto determinata mediante la simulazione statica, $f_{max,sim} \left(x \cong \frac{L}{2} \right) = 0.010 \text{ mm}$, risulti nettamente inferiore rispetto al valore determinato con il modello trave di de Saint Venant, $f_{max} \left(x = \frac{L}{2} \right) = 0.036 \text{ mm}$. L'errore relativo sulla freccia massima $\epsilon_{r_{f_{max}}}$ della f_{max} rispetto alla $f_{max,sim}$ è pari a 260%.

Ne segue dunque che il modello di trave doppiamente appoggiata con due carichi concentrati non rispecchia, perlomeno in termini di freccia, l'andamento reale simulato mediante i software di simulazione FEM.

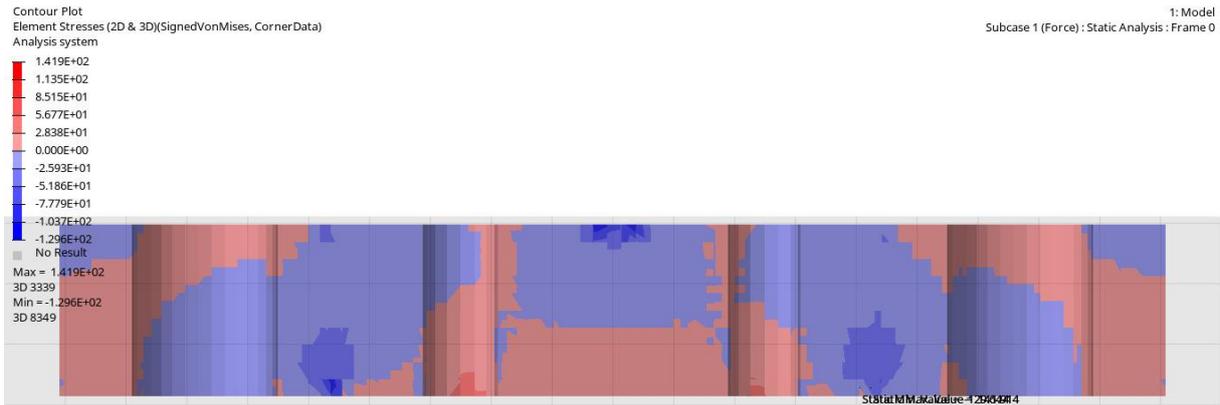


Figura 3.34 Vista in sezione della barra di carico di un TECMV-X: indicazione dei valori di tensione massimi e minimi con segno di Von Mises

In figura 3.34, 3.35 e 3.36 vengono invece riportati i risultati della simulazione statica in termini di tensioni di *Von Mises* con segno.

Come si osserva, sia il valore di tensione massimo, $\sigma_{max,sim}(x \cong R) = 141.9 \text{ MPa}$, che il valore minimo di tensione, $\sigma_{min,sim}(x \cong R) = -129.6 \text{ MPa}$, risultano essere concentrati nei pressi dei punti appartenenti all'area di contatto con i supporti attorno alla quale la barra ruota.

Confrontando il valore di tensione massima risultate della simulazione $\sigma_{max,sim}(x \cong R)$ con i valori determinati a partire dal modello di *de Saint Venant* utilizzato per il dimensionamento, $\sigma_{max,id}(a \leq x \leq a + c) = 65.1 \text{ MPa}$, è possibile ricavare l'errore relativo della tensione massima $\epsilon_{r\sigma_{max}}$ della $\sigma_{max,id}$ rispetto alla $\sigma_{max,sim}$: tale errore assume il valore di 54.6%.

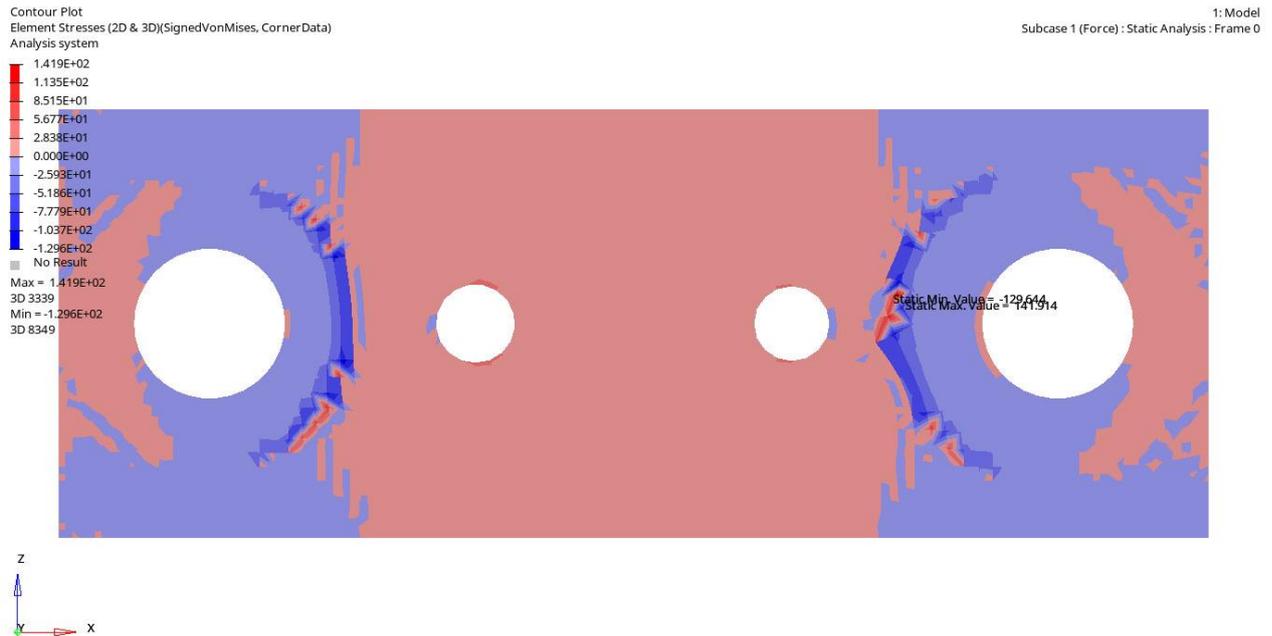


Figura 3.35 Vista lato supporti della barra di carico di un TECMV-X: indicazione dei valori di tensione massimi e minimi con segno di Von Mises



Figura 3.36 Zoom aree di appoggio barra di carico di un TECMV-X: indicazione dei valori di tensione massimi e minimi con segno di Von Mises

Da questo confronto è possibile dedurre, che il modello di una trave doppiamente appoggiata con un doppio carico concentrato simmetrico, utilizzato per il dimensionamento, non riesce a rispecchiare in termini di tensione massima l'andamento teoricamente simulato mediante simulazione FEM. Si osserva infatti che, in termini di

stress massimo, il comportamento reale della barra risulta essere più critico rispetto a quanto imposto all'interno del modello utilizzato per il dimensionamento.

Considerando i risultati della simulazione come una fedele rappresentazione del comportamento reale della barra di carico è possibile dedurre il coefficiente di sicurezza del componente reale:

$$CS_{real} = CS_{sim} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max,sim}} = 2.1$$

Nonostante dati alla mano il coefficiente di sicurezza simulato risulti inferiore a quello imposto durante il dimensionamento analitico, si osserva che il valore assunto dal coefficiente di sicurezza simulato è sufficientemente elevato da confermare il corretto dimensionamento della barra di carico del TECMV-X.

3.2. Prova di trazione Durostone EPR S1 e dimensionamento dei tiranti per il nuovo TECMV-X

Il fine ultimo di questo paragrafo è quello di effettuare il dimensionamento statico dei tiranti in Durostone EPR S1 per il nuovo *bar clamp* progettato, il TECMV-X.

Al fine di conseguire questo obiettivo, è risultato necessario effettuare alcune prove di trazione in laboratorio per ricavare le principali proprietà meccaniche del materiale composito Durostone EPR S1.

All'interno dei prossimi paragrafi, oltre ad alcune generalità sulla prova di trazione e sulle macchine universali, verranno presentati i criteri utilizzati per il dimensionamento dei provini. Dopo aver descritto l'esperienza specifica, effettuata presso i laboratori del dipartimento di meccanica del Politecnico di Torino, verranno ricavati i grafici tensione-deformazione a partire dagli output della prova di trazione. A partire da questi grafici è possibile determinare il modulo di Young E , il carico unitario di snervamento σ_s , la tensione di rottura σ_r e l'allungamento percentuale $A_{\%}$ del materiale.

Essendo il Durostone EPR S1 un materiale composito, composto da fibre di vetro immerse in una matrice di resina epossidica, sarebbe stato necessario condurre più prove di trazione per caratterizzare meccanicamente il materiale sia nella direzione parallela che perpendicolare alla direzione di laminazione. Per questioni di disponibilità, i provini testati sono stati tutti realizzati con le fibre orientate parallelamente alla direzione del carico, replicando esattamente la condizione di lavoro dei tiranti.

Infine, a seguito dei risultati emersi dalle prove di trazione, verrà eseguito il dimensionamento dei tiranti in Durostone EPR S1 per il nuovo *clamp TECMV-X*.

3.2.1. Generalità sulla prova di trazione e sulla strumentazione del laboratorio

La prova di trazione è una delle prove fondamentali per la determinazione delle caratteristiche fisico meccaniche dei materiali da costruzione. Questa prova di caratterizzazione consiste nel sottoporre un provino di geometria e dimensioni opportune, solitamente standardizzate da norme tipo ISO o ASTM, ad una forza di trazione mono-assiale F . Tale forza, applicata normalmente alla superficie trasversale del provino, cresce lentamente da 0 N sino a un valore tale da determinare la rottura del provino. Durante l'intera prova, i trasduttori monitorano sia la forza istantanea applicata che l'allungamento.

Tipicamente, le prove di trazione vengono condotte con una velocità di allungamento del provino costante nel tempo.

In figura 3.37 viene riportato lo schema di una macchina di prova universale ad azionamento servo-idraulico, analoga a quella utilizzata in laboratorio per l'esecuzione delle prove di trazione. Un pesante basamento sostiene un telaio fisso verticale in acciaio a cui sono collegate due traverse, una inferiore fissa, solidale con il piano di lavoro, e una superiore mobile, anche detta aggiustabile.

Il provino viene collegato alla macchina di prova mediante due afferraggi, chiamati anche ganasce. La distanza iniziale tra i due afferraggi prende il nome di *gauge length*, ed è regolabile attraverso la movimentazione manuale della traversa mobile. Tale distanza, tipicamente indicata con l_0 , risulta essere la lunghezza del tratto utile per determinare insieme all'allungamento ΔL la deformazione ϵ del provino. Per evitare ogni tipologia di movimento relativo tra provino e le ganasce, tali sistemi di afferraggio esercitano una pressione, normale alla sezione longitudinale del provino, proporzionale al carico massimo previsto nella prova. Risulta necessario che le due ganasce siano perfettamente allineate e che la sezione utile del provino sia orientata perpendicolarmente alla direzione di applicazione del carico.

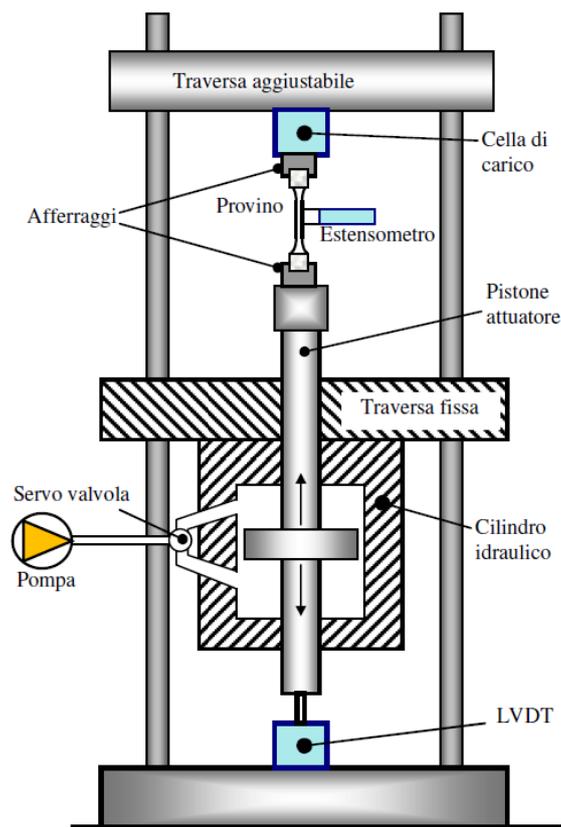


Figura 3.37 Schema macchina di prova universale ad azionamento servo-idraulico¹¹

Tra la ganascia superiore e la traversa mobile è fissata una cella di carico. Tale trasduttore di forza permette la misurazione diretta del carico istantaneo a cui viene sottoposto il provino.

Per quanto riguarda l'allungamento sotto carico del provino stesso, questo può essere misurato mediante un trasduttore di posizione lineare LVDT, solidale al basamento della macchina. In alternativa, per misurazioni più affidabili, è possibile fissare direttamente sul provino un estensimetro o un estensometro. Si ricorda che l'estensimetro è un trasduttore di posizione che permette di misurare direttamente la deformazione locale del provino, mentre l'estensometro è un trasduttore di posizione che fornisce l'allungamento medio riferito a una breve porzione del provino.

Le macchine di prova universali possono essere ad attuazione elettromeccanica, per prove che richiedono bassi carichi di trazione, o servo-idraulica, utilizzata per prove con

¹¹ Immagine tratta dalle dispense "Lezioni di Costruzione di Macchine – 10. PROPRIETÀ DEI MATERIALI E PROVE MECCANICHE" di G. Petrucci, Università degli studi di Palermo

carichi di trazione più elevati. Per quanto riguarda la prima tipologia, l'allungamento del provino è ottenuto mediante lo spostamento della trave superiore, che avviene attraverso la movimentazione di una serie di ingranaggi e catene alimentate da un motore elettrico pilotato. Invece, per quanto riguarda le macchine ad azionamento servo-idraulico, come quella utilizzata per l'esecuzione delle prove sul Durostone EPR S1, l'allungamento del provino è ottenuto come conseguenza della movimentazione del pistone attuatore; lo spostamento di questo componente è indotto e controllato da una servo-valvola a sua volta collegata alla pompa di alimentazione.

Come anticipato nel precedente capitolo, le prove di trazione sui provini sono state effettuate all'interno del laboratorio di Meccanica presso il Politecnico di Torino.

In figura 3.38 viene riportata un'immagine ritraente la macchina universale ad attuazione servo-idraulica utilizzata per le prove di trazione, INSTRON 8801.



Figura 3.38 Macchina di prova INSTRON 8801

Durante l'intera prova sia i trasduttori digitali di forza che quelli di posizione comunicano con il sistema di acquisizione.

Per quanto riguarda le prove realizzate, la registrazione di tali output termina quando tra due istanti discreti successivi di misurazione t_n e t_{n+1} avviene un decremento percentuale della forza superiore al 50 % della forza di trazione presente all'istante n-esimo. Di fatto questa condizione si verifica solamente in seguito alla rottura del provino.

Una volta terminata la prova gli output acquisiti vengono rielaborati tramite software e successivamente messi a disposizione dell'utente.

3.2.2. Dimensionamento del provino in Durostone EPR S1

Come già accennato nei precedenti paragrafi, il Durostone EPR S1 è materiale composito costituito da una matrice in resina epossidica rinforzata con fibra di vetro. Trattandosi appunto di un materiale composito, si è deciso, per quanto concerne il dimensionamento del provino, di far riferimento alla normativa ASTM D638.

In figura 3.39, vengono espone le caratteristiche geometriche per la realizzazione dei provini per prove di trazione su materiali plastici e compositi secondo ASRM D638. Si osservi come all'interno delle tabelle non siano presenti informazioni in merito allo spessore del provino.

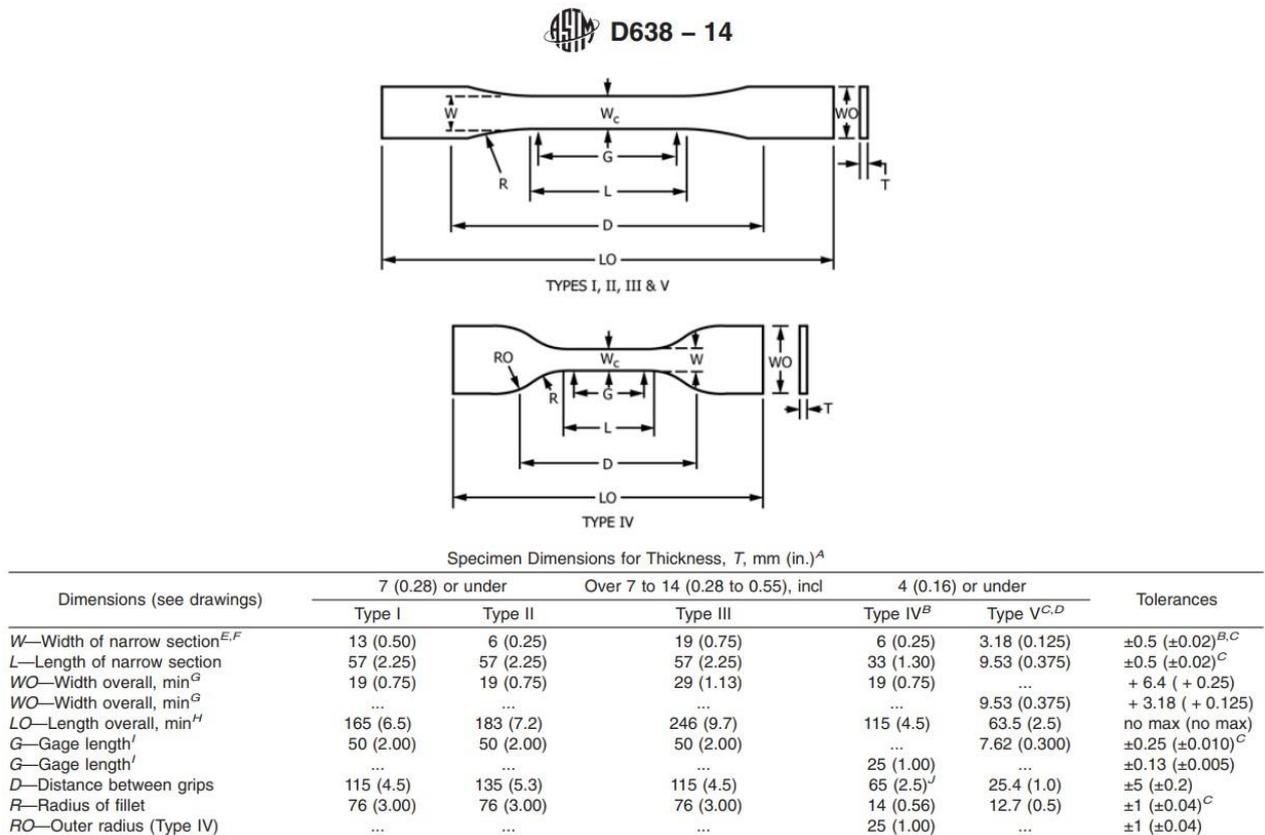


Figura 3.39 Criteri di dimensionamento provino ASTM D638¹²

Come specificato all'interno della normativa, per il corretto dimensionamento di materiali composti rinforzati, si fa riferimento alla prima colonna, Type I, di figura 3.39.

¹² Immagine tratta dalla norma ASTM D638 - Link per il PDF:

<https://borgoltz.aoe.vt.edu/aoe3054/manual/expt5/D638.38935.pdf>

In figura 3.40, viene riportata la messa in tavola quotata dei provini realizzati per l'esecuzione delle prove di trazione.

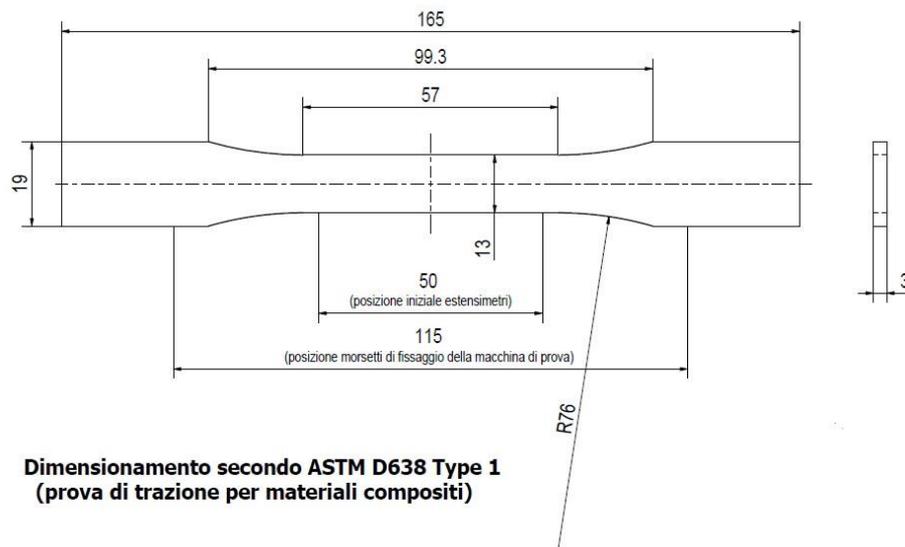


Figura 3.40 messa in tavola del provino con indicazione delle quote nominali

Per determinare lo spessore del provino, si parte dai vincoli imposti dalla macchina di prova universale, che verrà utilizzata per eseguire le prove di trazione. Ogni macchina di prova è caratterizzata da una massima forza applicabile e una massima corsa realizzabile dal pistone attuatore. Pertanto, è fondamentale scegliere uno spessore adeguato del provino in modo che la condizione di rottura teorica si verifichi con una forza di trazione inferiore alla massima forza applicabile della macchina di prova e che l'allungamento teorico a rottura sia molto inferiore alla corsa massima dello stelo della macchina di prova.

Noto l'intervallo di funzionamento della macchina di prova specifica, fino a 100 kN, è stato ipotizzato un primo valore di forza di trazione a rottura, $F' = 15 \text{ kN}$, che insieme ai dati del materiale presenti a catalogo, link al datasheet presente nella bibliografia, ha permesso la determinazione dello spessore di primo tentativo del provino, $T' = 2.88 \text{ mm}$. Dopo aver verificato che l'allungamento massimo atteso fosse molto minore della massima corsa della macchina, 150 mm, partendo dallo spessore di primo tentativo è stato selezionato uno spessore, $T = 3 \text{ mm}$, disponibile commercialmente.

Qui di seguito vengono riportate le proprietà nominali a catalogo e le formulazioni utilizzate per la determinazione dello spessore T .

Dati: modulo di Young $E = 20 \text{ GPa}$, tensione a rottura $\sigma_{r, trazione} = 400 \text{ MPa}$, larghezza sezione resistente $W = 13 \text{ mm}$.

$$F_r = 15,6 \text{ kN}$$

$$A_{resistente} = T \cdot W$$

$$\sigma_{r, trazione} = \frac{F_r}{A_{resistente}} = \frac{F_r}{WT} \Rightarrow T = \frac{F_r}{W \sigma_{r, trazione}} = 3 \text{ mm}$$

Dove F_r rappresenta la forza teorica a rottura, mentre $A_{resistente}$ è l'area resistente del provino.

Facendo riferimento a figura 3.41, nella quale è riportata una fotografia dei provini realizzati, è possibile osservare l'orientamento preferenziale delle fibre. Come anticipato, i test sono stati condotti su provini caratterizzati da fibre orientate parallelamente alla direzione del carico.

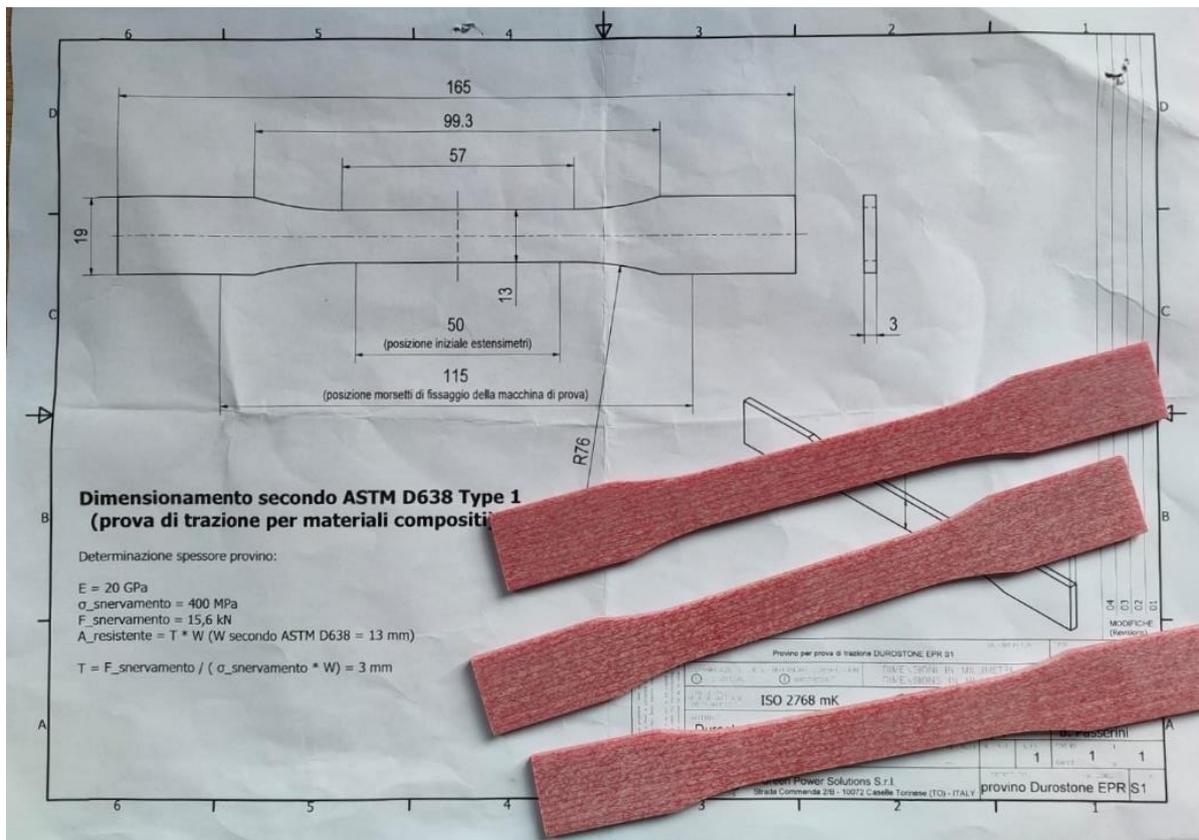


Figura 3.41 fotografia dei provini in Durostone EPR S1

3.2.3. Descrizione dell'esperienza e analisi dei risultati sperimentali

Dopo aver numerato, identificato e misurato con un calibro le dimensioni reali di ciascuno dei tre provini realizzati, mediante una postazione dotata di sistema di acquisizione dati e software di interazione con la macchina di trazione, si comunicano alla macchina di prova universale i seguenti parametri di processo: dimensioni e spessore reale del provino, *gauge length* e la velocità di allungamento suggerita dalla normativa.

Dopo aver inserito i dati di input alla macchina si procede al posizionamento del provino e degli eventuali estensometri/estensimetri con conseguente serraggio delle ganasce.

In seguito al serraggio degli afferraggi, viene avviata dall'operatore la fase di ricalibratura della macchina di prova. Una volta terminata questa fase, necessaria per riportare allo zero sia la posizione iniziale che la forza, la prova di trazione può finalmente cominciare.

Durante l'esperienza di laboratorio, è stata condotta una prova di trazione per ciascuno dei tre i campioni disponibili.

La prima prova, prova "1", è stata condotta con la velocità di allungamento consigliata dalla normativa, 5 mm/min , con il fine di valutare l'efficacia dell'utilizzo di un estensimetro mono - assiale. Difatti, per quanto un estensimetro/estensometro possa essere considerato poco invasivo nei riguardi di una struttura molto rigida, esso costituisce comunque un elemento strutturale di rinforzo. L'effetto di tale rinforzo può diventare non trascurabile se la rigidità dell'estensimetro diventata comparabile con la rigidità del provino su cui è applicato.

In seguito alla brevissima durata della prova "1", è stato dedotto, in sede di laboratorio, che la velocità di allungamento suggerita dalla normativa di riferimento fosse troppo elevata. Inoltre, da una rapida valutazione delle curve forza-spostamento, ricavate dall'estensometro, si è osservato l'effetto di rinforzo dovuto alla presenza di questo trasduttore sul provino.



Figura 3.42 Provino "1" con estensometro monoassiale

A partire da queste considerazioni, è stato deciso per le successive due prove di ridurre la velocità di allungamento a 1.2 mm/min e di non utilizzare l'estensometro monoassiale per valutare l'allungamento.

Nelle figure 3.43 e 3.44, si possono osservare i diagrammi in output al termine di ciascuna delle due prove di trazione. Si tratta di diagrammi che mettono in relazione i carichi applicati normali alla sezione trasversale dei provini con gli allungamenti dei provini stessi.

Da come si può osservare dalle figure 3.43 e 3.44, nella fase iniziale, la forza necessaria ad ottenere una velocità di allungamento di 1.2 mm/s aumenta linearmente con l'allungamento del provino stesso.

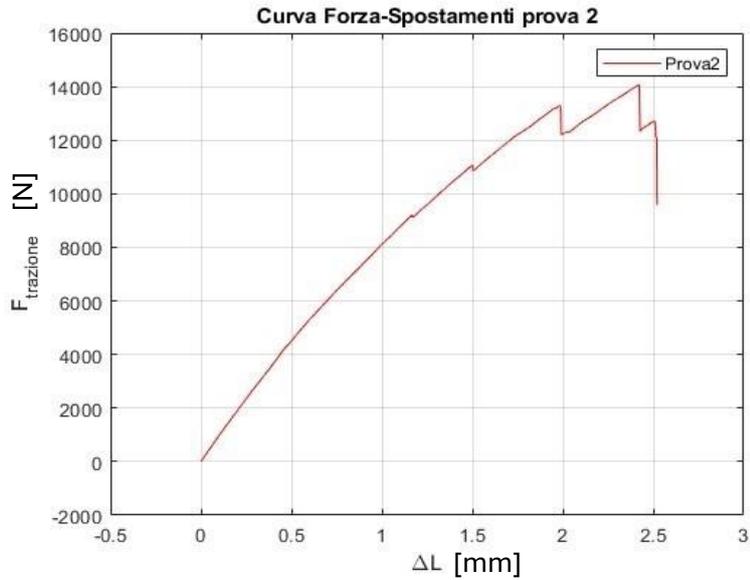


Figura 3.43 Diagrammi forza spostamento sul provino "2"

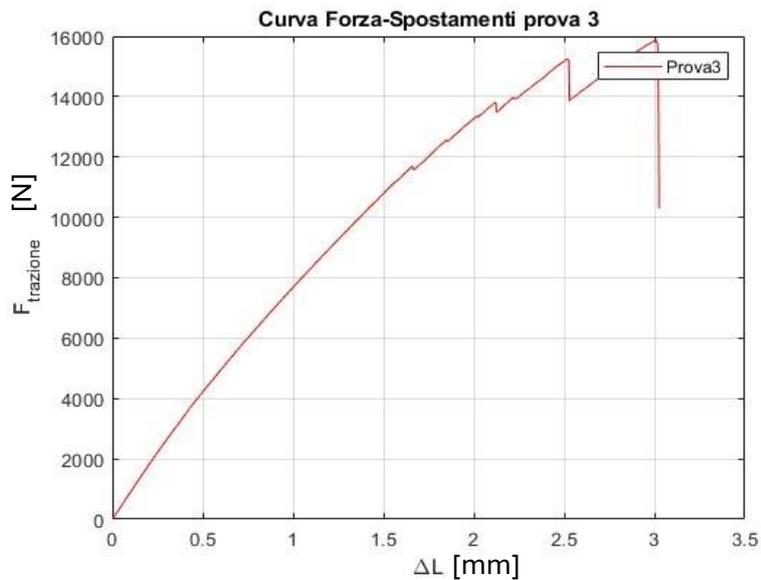


Figura 3.44 Diagrammi forza spostamento sul provino "3"

Considerando un errore relativo massimo rispetto alla tensione ricavabile dalla legge di Hooke pari al 5%, è possibile determinare per ambo i provini i corrispettivi valori di forza limite di proporzionalità. Il provino 2 presenta un comportamento puramente elastico fino a 4.7 kN a cui corrisponde un allungamento pari a 0.52 mm. Per quanto riguarda il provino 3, la medesima condizione si protrae sino a una forza di trazione pari 4.1 kN e 0.49 mm di allungamento.

Dopo questa prima fase, la forza continua ad aumentare senza discontinuità e la pendenza delle curve di entrambi i grafici diminuisce; in questa regione di curva il comportamento del materiale è elasto-plastico.

Dopo che la forza di trazione raggiunge rispettivamente i valori di 11.1 kN per il provino 2 e di 11.7 kN per il provino 3, entrambe le curve dei diagrammi forza-spostamento sono caratterizzate da un tratto in cui si verifica l'alternarsi di fasi di decrementi istantanei e incrementi continui di forza. Questo fenomeno instabile è dovuto al brusco cedimento di alcune fibre e alla ripresa di resistenza di altre. Facendo riferimento all'esperienza in laboratorio, tali cedimenti sono stati accompagnati da rumori associabili alla rottura di una o più fibre.

Essendo il Durostone EPR S1, un materiale composito caratterizzato da comportamento fragile, non si osserva dalle curve sperimentali una fase caratterizzata da un decremento continuo di forza. Si può dunque già intuire come l'effetto della strizione del provino sia trascurabile.

Infine, un ulteriore piccolo allungamento rispetto alla condizione di massimo assoluto in termini di forza applicata, 14 kN per il provino "2" e 15.8 kN per il provino "3", comporta il raggiungimento della rottura. Si osservi che il cedimento del provino "2" avviene a 12.1 kN con un corrispettivo allungamento pari 2.5 mm, mentre la rottura del provino "3" avviene nell'intorno di 13.9 kN a cui corrispondono 3 mm di allungamento.

Questi valori in forza ed allungamento, senza essere opportunamente rielaborati, non forniscono alcuna informazione specifica sul comportamento del materiale in analisi.

Qui di seguito vengono riportate le dimensioni reali associabili alla sezione resistente dei provini e la distanza iniziale tra le due ganasce *gauge length* per ambo le prove:

- Dati provino 2:

$$W_{provino,2} = 13 \text{ mm};$$

$$T_{provino,2} = 3.1 \text{ mm};$$

$$A_{resistente2,0} = W_{provino,2} \cdot T_{provino,2} = 40.3 \text{ mm}^2;$$

$$L_{2,0} = \text{Gage length}_2 = 93 \text{ mm};$$

- Dati provino 3:

$$W_{\text{provino},3} = 13 \text{ mm};$$

$$T_{\text{provino},3} = 3.2 \text{ mm};$$

$$A_{\text{resistente},3,0} = W_{\text{provino},3} \cdot T_{\text{provino},3} = 41.6 \text{ mm}^2;$$

$$L_{3,0} = \text{Gage length}_3 = 101.5 \text{ mm};$$

A partire da questi dati, è possibile applicare alle curve forza-allungamento, fornite dalla prova di trazione, le seguenti definizioni:

$$\sigma = \frac{F_{\text{trazione}}}{A_{\text{resistente},0}}$$

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$$

E dunque ottenere le curve ingegneristiche tensione-deformazione, conosciute anche come curve stress-strain, riportate in rosso in figura 3.45 e 3.46.

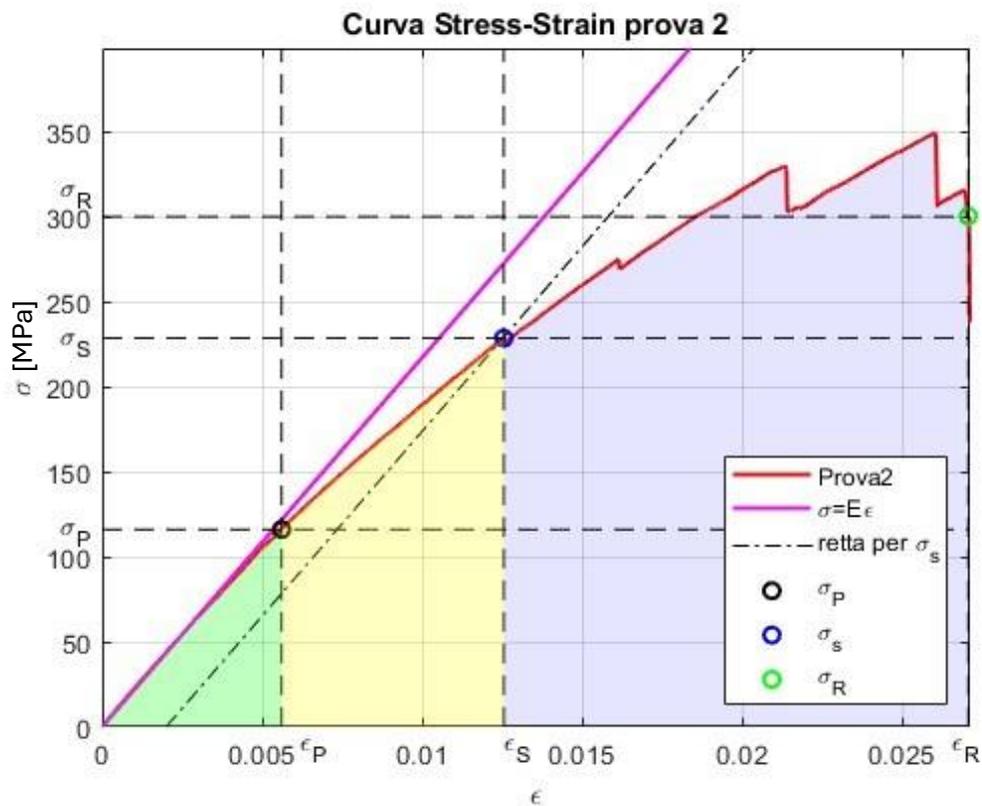


Figura 3.45 Diagramma tensione-deformazione del provino "2"

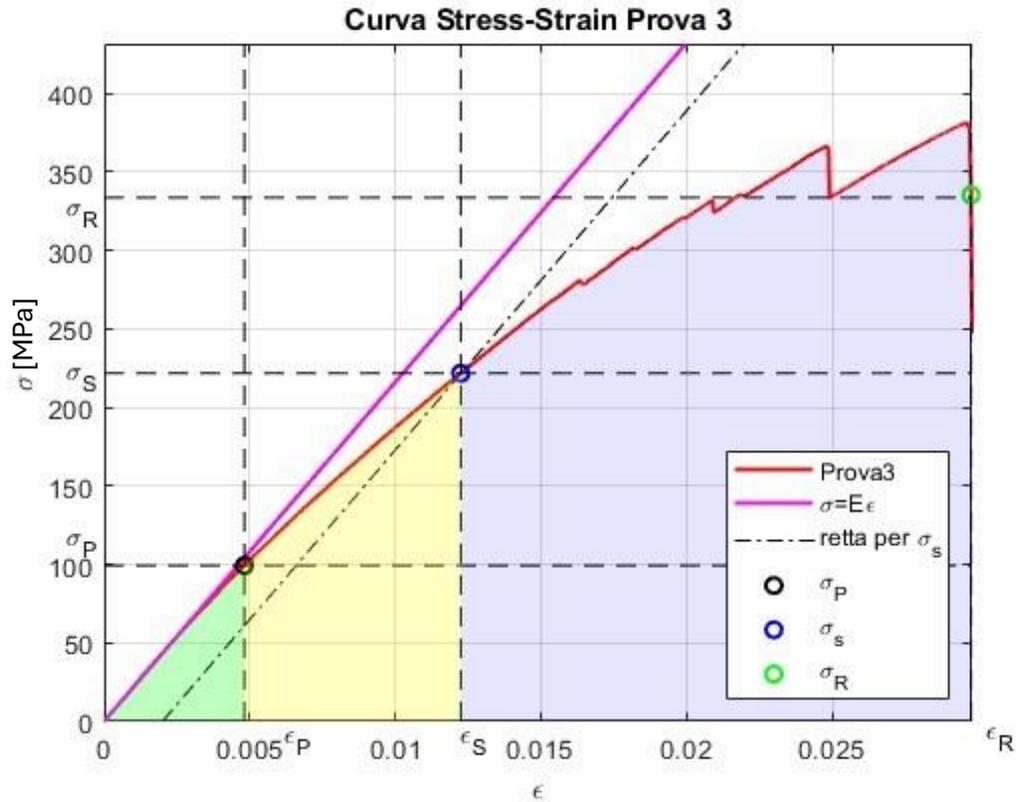


Figura 3.46 Diagramma tensione-deformazione del provino "3"

Oltre alla curva tensione-deformazione, all'interno di ciascun grafico, vengono riportate le seguenti due curve utili alla determinazione delle proprietà del materiale:

- la legge di Hooke, $\sigma = E \cdot \varepsilon$, è la retta blu tangente all'origine del diagramma *stress-strain*. Il modulo di Young E è stato determinato valutando la pendenza media del primo 10% dei dati acquisiti.
- la retta tratto-punto nera $\sigma = E \cdot (\varepsilon - 0.002)$ che delimita la regione caratterizzata da un comportamento elastico dalla regione caratterizzata da un comportamento plastico del materiale. Per definizione, dall'incrocio tra tale retta con la curva *stress-strain*, è possibile determinare il valore della tensione di snervamento σ_s . Si ricorda che, tale limite di elasticità è definibile come la condizione di stress massimo sopportabile dal materiale affinché una volta rimosso il carico, la deformazione plastica residua sia inferiore a $\varepsilon = 0.2\%$.

Facendo sempre riferimento alle figure 3.45 e 3.46, è possibile suddividere l'area sottesa alla curva tensione-deformazioni in funzione del comportamento del materiale:

- L'area verde rappresenta la regione del grafico in cui il materiale segue la legge elastica di Hooke. Questo significa che sino alla condizione limite di proporzionalità, cerchiata in nero ed avente coordinate $(\varepsilon_p; \sigma_p)$, la relazione tra tensione e la deformazione è lineare ed il materiale subisce una deformazione puramente elastica totalmente reversibile. Per quanto riguarda la determinazione dei valori di tensione σ_p e deformazione ε_p , è stato scelto di considerare arbitrariamente il primo valore sperimentale utile dopo il quale, a parità di deformazione, l'errore relativo tra il valore in tensione ricavato della curva-tensione deformazione reale e il corrispondente valore fornito della legge di Hooke è maggiore del 5%.
- Aumentando la deformazione del materiale al di sopra del limite di proporzionalità diretta, si osserva che la curva rossa *stress-strain*, al di sopra dell'area gialla, inizia a diminuire la propria pendenza. Ne segue che, già in questo tratto di curva, vi sia uno scostamento del comportamento del materiale rispetto alla legge di Hooke. Nonostante ciò, sino alle coordinate $(\varepsilon_s; \sigma_s)$, cerchiata in blu, a cui corrisponde l'inizio dello snervamento, il materiale subisce una deformazione principalmente elastica: in questo tratto di curva, la quota parte di deformazione plastica è considerata ancora trascurabile.
Si ricorda che la tensione di snervamento a trazione, indicata con σ_s o $R_{p,0.2}$, è definita come il massimo livello di tensione che un materiale può sopportare senza subire una deformazione plastica permanente. In particolare, le coordinate in cui avviene lo snervamento, $(\varepsilon_s; \sigma_s)$, sono state determinate dall'intersezione della curva rossa sperimentale con la retta nera tratto-punto avente pendenza pari al modulo di Young E e passante per la coordinata (0.002 mm/mm; 0 MPa).
- Infine, il tratto di curva sperimentale rosso al di sopra dell'area colorata in azzurro rappresenta la regione del grafico in cui il materiale subisce una deformazione plastica non più trascurabile. Come si osserva in entrambi i grafici riportati, questa fase è caratterizzata dall'alternarsi di decrementi istantanei e incrementi continui di stress. Questo fenomeno instabile è dovuto al brusco cedimento di alcune fibre e alla ripresa di resistenza di altre.

All'interno di questo tratto di curva il materiale raggiunge il valore di tensione massima σ_{max} , denominato *tensile strength* secondo ASTM D638. Un'ulteriore piccola deformazione rispetto a questa condizione comporta il cedimento a rottura del materiale. Tale condizione è identificabile in figura 3.45 e 3.46 dai cerchietti verdi avente coordinate $(\epsilon_R ; \sigma_R)$.

Nella figura 3.47 vengono invece rappresentate su un unico grafico le curve sperimentali e le curve utili alla determinazione delle proprietà del materiale.

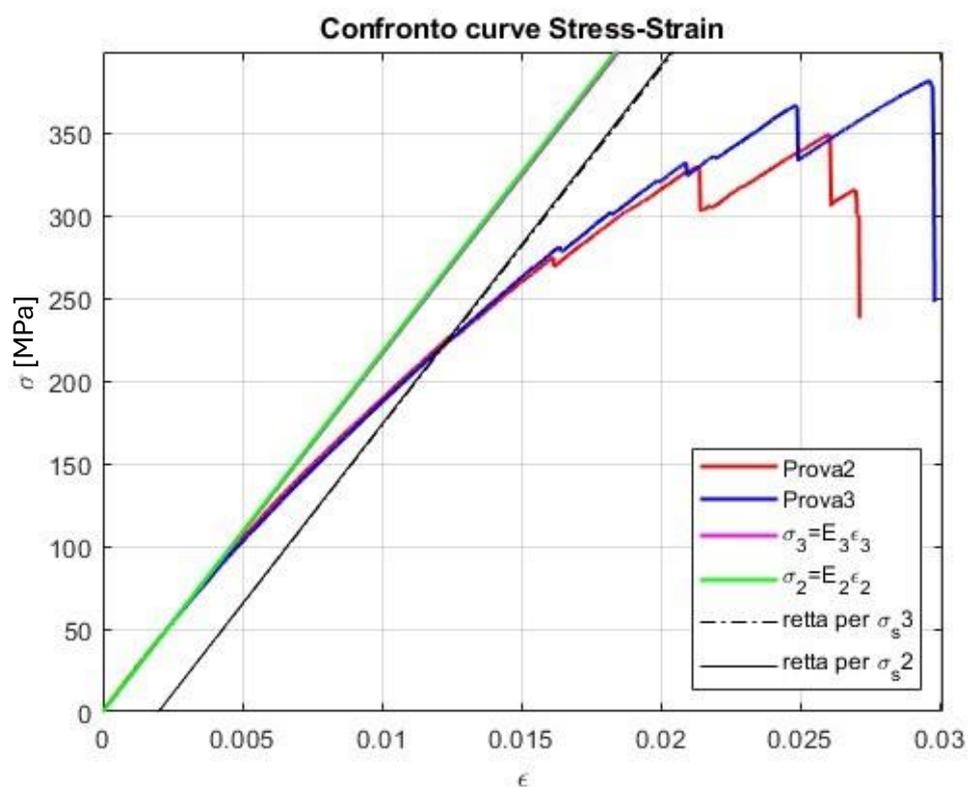


Figura 3.47 Confronto curve tensione-deformazione associate alla prova "2" e "3"

Osservando questa immagine si possono effettuare le seguenti considerazioni:

- Le curve sperimentali, rossa per il provino 2 e blu per il provino 3, sono molto vicine fino al raggiungimento di una tensione pari a 270 MPa.

Superato il tratto di grafico caratterizzato da un comportamento prettamente elastico del materiale, l'andamento delle due curve, essendo fortemente associato al fenomeno di cedimento di fibre disposte non omogeneamente all'interno del materiale, diventa meno ripetibile. Si osserva come il provino 3 raggiunga un valore di tensione massimo superiore rispetto al corrispettivo applicato al provino 2. Anche

per quanto riguarda la deformazione massima ottenuta a rottura, si nota una discrepanza tra le due prove.

Tali incertezze sulla zona plastica sono principalmente associate alla struttura fortemente anisotropa del materiale in analisi; oltre la zona di deformazione elastica, i fenomeni associati all'allungamento e alla successiva rottura sono influenzati da parametri più *randomici*. Sarebbe dunque necessario eseguire un maggior numero di prove per poter esprimersi sul comportamento nella regione plastica del *Durostone EPR S1*.

- Le curve rappresentati la legge di *Hooke*, retta azzurra e retta verde, sono quasi totalmente sovrapposte. Questa condizione si verifica quando la stima del valore del modulo di Young in ambo le prove è molto simile.

Considerando inoltre che, le curve sperimentali tendono a coincidere nella zona caratterizzata da un comportamento esclusivamente elastico del materiale, si osserva che i valori dei carichi di snervamento per ciascuna prova siano molto simili.

	Prova 2	Prova 3	Media
Modulo di Young E //	21.7 GPa	21.6 GPa	21.7 GPa
Sigma limite di proporzionalità σ_p //	116 MPa	99.3 MPa	107.6 MPa
Epsilon limite di proporzionalità ε_p //	0.0056	0.0048	0.0052
Sigma snervamento σ_s //	228.5 MPa	221.8 MPa	225.2 MPa
Epsilon snervamento ε_s //	0.0126	0.0123	0.0125
Sigma massima σ_{MAX} (tensile strenght) //	349 MPa	381.7 MPa	365.4 MPa
Epsilon con sigma massima ε_{MAX} //	0.0257	0.0292	0.0274
Sigma rottura σ_R //	300.3 MPa	335.4 MPa	317.9 MPa
Epsilon rottura ε_R //	0.0267	0.0293	0.0284
Allungamento percentuale a rottura $A_{\%}$ //	2.67%	2.93%	2.84%

Tabella 1 Tabella contenete le proprietà meccaniche dedotte dalle prove sperimentali

Nella tabella 1 vengono riportati i valori delle grandezze fisico meccaniche del DUROSTONE EPR S1 determinate dall'analisi dei grafici sperimentali.

In figura 3.48, vengono invece riportati i valori delle proprietà meccaniche dichiarate dal costruttore. Si osservi che, oltre all'indicazione sull'orientamento principale delle fibre rispetto alla direzione del carico, vi sia per ogni proprietà meccanica l'indicazione della normativa di riferimento utilizzata per condurre le prove a cui fanno riferimento i valori dichiarati.

	Test method	Unit	Guideline value
Mechanical properties			
Density	ISO 1183	g / cm ³	1,9
Flexural strength ⊥	ISO 178	MPa	500
Modulus of elasticity ⊥	ISO 178	MPa	20000
Compressive strength ⊥	ISO 604	MPa	300
Tensile strength II	ISO 527	MPa	400

Figura 3.48 Proprietà meccaniche del Durostone EPR S1 dichiarate dal costruttore¹³

Nella tabella 2, vengono invece messi a confronto le proprietà meccaniche medie dedotte sperimentalmente con i valori dichiarati dal costruttore. Oltre all'indicazione dei valori specifici, nell'ultima colonna viene riportato anche l'errore relativo rispetto al dato di targa.

	Valor medio sperimentale	Valore fornito dal costruttore	Errore relativo
Modulo di Young E //	21.7 GPa	20 GPa	8.5 %
Tensile strenght //	365.4 MPa	400 MPa	8.7 %

Tabella 2 confronto tra le proprietà meccaniche dedotte sperimentalmente e i valori

¹³ Tabella ricavata dal Technical Data Sheet del Durostone EPR S1 di Roechling disponibile nel seguente link: <https://www.roechling.com/it/industrial/materiali/composites/gfk/gfk-ep/durostone-epr-s1-710054>

Dal confronto tra questi valori è possibile dedurre che:

- Il valore del modulo di Young determinato mediante le prove di trazione presenta un errore relativo rispetto a quello prescritto dal fornitore inferiore al 10 %. Si deve comunque considerare come la stima di tali moduli di Young siano frutto di due prove molto diverse. Difatti, se il valore sperimentale stimato in questa tesi è frutto di una prova di trazione, secondo ASTM D638, il corrispondente valore dichiarato dal costruttore fa riferimento a una prova di flessione, secondo ISO 178. Inoltre, anche l'orientamento delle fibre rispetto al carico, nelle corrispettive prove, non è lo stesso. Da queste osservazioni è possibile dedurre che il modulo di Young assumi un valore prossimo ai 20 GPa indipendentemente dalla direzione del carico rispetto a quello di laminazione.
- Per quanto riguarda la tensione a cui avviene la rottura a trazione del materiale, i valori ottenuti sperimentalmente risultano essere un 8.7 % più bassi rispetto al dato nominale.

È necessario precisare che in questo caso, i dati confrontati derivino da prove di trazione basate su due differenti normative: ASTM D638 e ISO 527-2. Sebbene, apparentemente, queste normative risultino molto simili, esse presentano differenze sostanziali nel dimensionamento del provino, nella velocità di esecuzione delle prove e nei metodi di calcolo della stessa *tensile strength*.

Per quanto riguarda il dimensionamento dei tiranti in Durostone EPR S1, si farà riferimento alle proprietà medie ricavate a partire dai grafici sperimentali.

3.2.5. Dimensionamento dei tiranti in Durostone EPR S1 per il TECMV-X

Dopo aver determinato le proprietà meccaniche del Durostone EPR S1, si procede ora al dimensionamento di tiranti per il nuovo clamp TECMV-X.

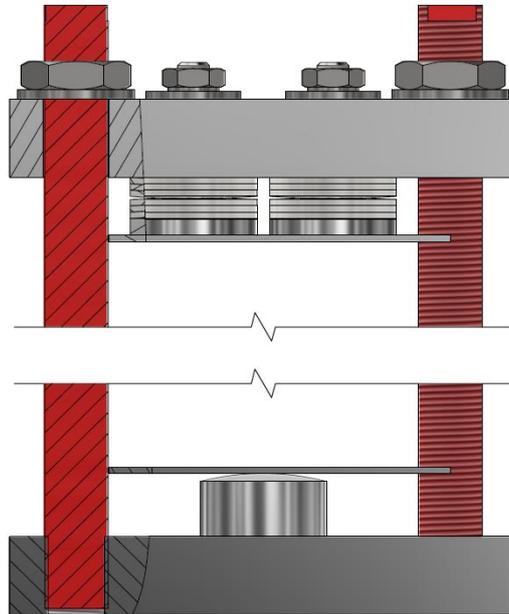


Tabella 3.49 modello per visualizzare il sistema di fissaggio dei tiranti per il TECMV-X

In figura 3.49 viene riportato un modello che permette di visualizzare il sistema di fissaggio dei tiranti in Durostone EPR S1 all'interno del *clamp*. Come si può notare, la parte superiore di ciascun tirante è fissata grazie all'avvitamento di un dado esagonale; a sua volta questo componente è in contatto con una rondella piana appoggiata sulla barra di carico. Per quanto riguarda il fissaggio della parte inferiore del tirante, questo è completamente avvitato all'interno della barra di reazione.

I due tiranti devono permettere la realizzazione di un collegamento filettato in grado di sostenere un carico di trazione fino a 22 kN, in modo da applicare al modulo una forza F_{load} pari al precarico $F_{precarico}$.

Lo stato tensionale equivalente dei due tiranti σ_{eq} può essere determinato sommando il contributo delle tensioni tangenziali τ associate al momento torcente di avvitamento e quello delle tensioni normali σ_N associate al carico di trazione. Si potrebbe aprire una discussione in merito al considerare o meno l'effetto delle tensioni tangenziali di avvitamento sulla tensione equivalente: di fatto il momento di avvitamento non agisce direttamente sul tirante ma sul dado. Considerando comunque gli elevati attriti tra dado,

in acciaio cl. 8, e tiranti in Durostone EPR S1 durante le fasi di avvitamento e svitamento, si è preferito considerarne il contributo durante il dimensionamento.

Ipotizzando che la tensione tangenziale τ rappresenti una quota parte inferiore della tensione equivalente σ_{eq} , il tirante può essere dimensionato inizialmente considerando unicamente le tensioni normali σ_N , associate al carico di trazione, ed imponendo un coefficiente di sicurezza CS rispetto allo snervamento pari a 4.

Attraverso la risoluzione del seguente sistema è possibile determinare il diametro minimo della sezione resistente di primo tentativo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_N = \frac{\frac{F_{load}}{2}}{A_{res,1^\circ tentativo}} = \frac{\frac{4F_{load}}{2}}{\pi D_{res,1^\circ tentativo}^2} \\ CS = \frac{\sigma_s}{\sigma_{eq}} = 4 \\ \sigma_{eq} \approx \sigma_N \end{array} \right.$$

Considerando una tensione di snervamento di 225.2 MPa, ne segue un diametro resistente di primo tentativo pari a 15.8 mm, a cui corrisponde un'area resistente di primo tentativo pari a 196 mm².

d	p	A _{res}	A	A _{res} / A
8	1.25	38.6	50.3	0.77
10	1.50	58.0	78.5	0.74
12	1.75	84.3	113	0.75
14	2.00	115	154	0.75
16	2.00	157	201	0.78
18	2.50	192	254	0.75
20	2.50	245	314	0.78

Figura 3.50 caratteristiche geometriche componenti filettati con passo metrico¹⁴

Osservando i dati presenti nella tabella in figura 3.50, è possibile osservare che la prima filettatura commerciale che offre un'area resistente maggiore di quella determinata dal dimensionamento di primo tentativo, è la filettatura M20.

A partire da questa selezione, risulta ora possibile andare a calcolare le tensioni tangenziali τ , funzione delle dimensioni specifiche associate alla filettatura scelta.

La formula utilizzata per il calcolo del momento torcente M_T , nel caso di filetto con profilo triangolare e trapezoidale, come nel caso delle filettature ISO metriche, è la seguente:

$$M_t = \frac{F_n}{2} (d_m \cdot \tan(\alpha_m + \Phi') + d_t \cdot \tan(\Phi_s))$$

Dove:

- F_n è la forza agente sul tirante. Ipotizzando un carico totale sui tiranti F_{load} pari al precarico $F_{precarico}$ imposto al pacco di molle *Belleville* e un'equi ripartizione simmetrica del carico sui due tiranti, questo parametro assume un valore di 11 kN.
- d_m è il diametro medio del filetto e per un tirante M20 con passo grosso $p = 2.5 \text{ mm}$ assume il valore di 18.27 mm.
- α_m è angolo medio dell'elica del filetto. Tale parametro può essere descritto come $\alpha_m = \frac{p}{\pi d_m} = 0.044 \text{ rad}$ o 2.5° .
- $\tan(\Phi')$ è il coefficiente di attrito apparente. Tale parametro può essere descritto come $\tan(\Phi') = \frac{\tan(\Phi)}{\cos(\alpha)}$, dove $\tan(\Phi)$ è il coefficiente di attrito vite-madrevite e $\alpha = 30^\circ$ per profilo ISO metrico. Non disponendo dei coefficienti d'attrito statico specifici tra Durostone EPS S1 e acciaio, si è scelto di utilizzare un coefficiente di attrito medio tra i valori disponibili open source su materiali compositi simili: $\tan(\Phi) = 0.7$. Ne deriva che il valore da Φ' è pari a 38.9° .
- d_t è il diametro 'efficace' su cui agisce la forza fra testa e sotto testa. Poiché il tirante non è caratterizzato dalla presenza di una testa, questo parametro è stato assunto nullo.

¹⁴ Immagine tratta da

https://www.romatrestrutture.eu/data/steel_and_reinforced_concrete_structures/4b%20-%20Materiale%20utile%20per%20lo%20svolgimento%20delle%20esercitazioni/Propriet%C3%A0%20geometriche%20dei%20bulloni.pdf

- Φ_s è il coefficiente di attrito tra il sotto-testa della vite e il riscontro sul pezzo.

Ne segue dunque che il momento torcente assume il seguente valore: $M_T = 88589 \text{ Nmm}$. Nota l'entità del momento torcente è possibile ricavare il valore della tensione di taglio τ :

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi d_{res}^3} = 81.92 \text{ MPa}$$

Dove d_{res} è il diametro della sezione resistente del tirante con filettatura M20. Tale parametro, pari a pari a 17.66 mm, è stato ricavato a partire dalla dimensione dell'area della sezione trasversale resistente $A_{res} = 245 \text{ mm}^2$, disponibile nella tabella di figura 3.50.

Nota inoltre la dimensione dell'area della sezione trasversale resistente $A_{res} = 245 \text{ mm}^2$ per un tirante M20, disponibile nella tabella di figura 3.50, è possibile ricavare la tensione normale al tirante come segue:

$$\sigma_n = \frac{F_{load}}{A_{res}} = 44.9 \text{ MPa}$$

I valori della tensione tangenziale τ e della tensione σ_N possono dunque essere combinati secondo il criterio della massima energia di distorsione di Von Mises per ricavare il valore della tensione equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} = 148.8 \text{ MPa}$$

Ne segue dunque che il coefficiente di sicurezza statico del tirante è pari a:

$$CS = \frac{\sigma_s}{\sigma_{eq}} = 1.51$$

Dal confronto tra il coefficiente di sicurezza appena ricavato rispetto a quello utilizzato per il primo dimensionamento, emerge che il contributo associato ai momenti torcenti non è trascurabile: si potrebbe pensare di incrementare ulteriormente la dimensione della filettatura, e quindi la sezione resistente del tirante, in modo da ridurre i valori delle tensioni equivalenti. Nonostante questa osservazione, il valore assunto dal CS, che considera anche il contributo delle tensioni tangenziali, è stato reputato sufficientemente

elevato per garantire un sicuro utilizzo dei tiranti filettati caratterizzati da una filettatura metrica ISO M20 con passo grosso 2.5 mm all'interno del nuovo TECMV-X.

Per quanto riguarda la determinazione della lunghezza minima di questi tiranti, essa può essere determinata a partire dagli ingombri verticali all'interno del *clamp* e dalla configurazione specifica del TECMV-X.

Anticipando la composizione dell'intero modulo e del TECMV-X, figura 3.47, si osserva che la dimensione dei tiranti deve essere sufficiente per comprimere uno spazio composto da:

- 4 dissipatori ad aria realizzati in alluminio e alti 68 mm
- 2 tiristori a disco bidirezionali MS TB356C alti 35.4 mm, datasheet disponibile nella documentazione tecnica in allegato
- 3 barre in alluminio spesse 5 mm
- 2 barre di distribuzione in acciaio C75 spesse 2 mm
- I pacchi molle compressi ciascuno a 11 kN e la testa dei perni guidamolle che hanno un ingombro verticale totale pari a 18.4 mm
- Un duomo piantato sulla barra di reazione, il cui ingombro verticale è pari 20.4 mm
- La barra di carico e quella di reazione spesse entrambe 25 mm
- Una rondella piana speciale da M20 spessa 4 mm e dado UNI 5589 da M20 alto 9.4 mm con cui effettuare il serraggio

Ne segue dunque che la dimensione minima dei tiranti, ossia la lunghezza utile, è pari alla somma di queste quote, è $l_{min} = 464$ mm. Considerando la necessità di realizzare in corrispondenza dell'estremità superiore una chiavetta che permetta un avvitamento con una chiave da 15, è stato scelto di utilizzare uno spessore finale del tirante in Durostone EPR S1 lungo $l = 490$ mm.

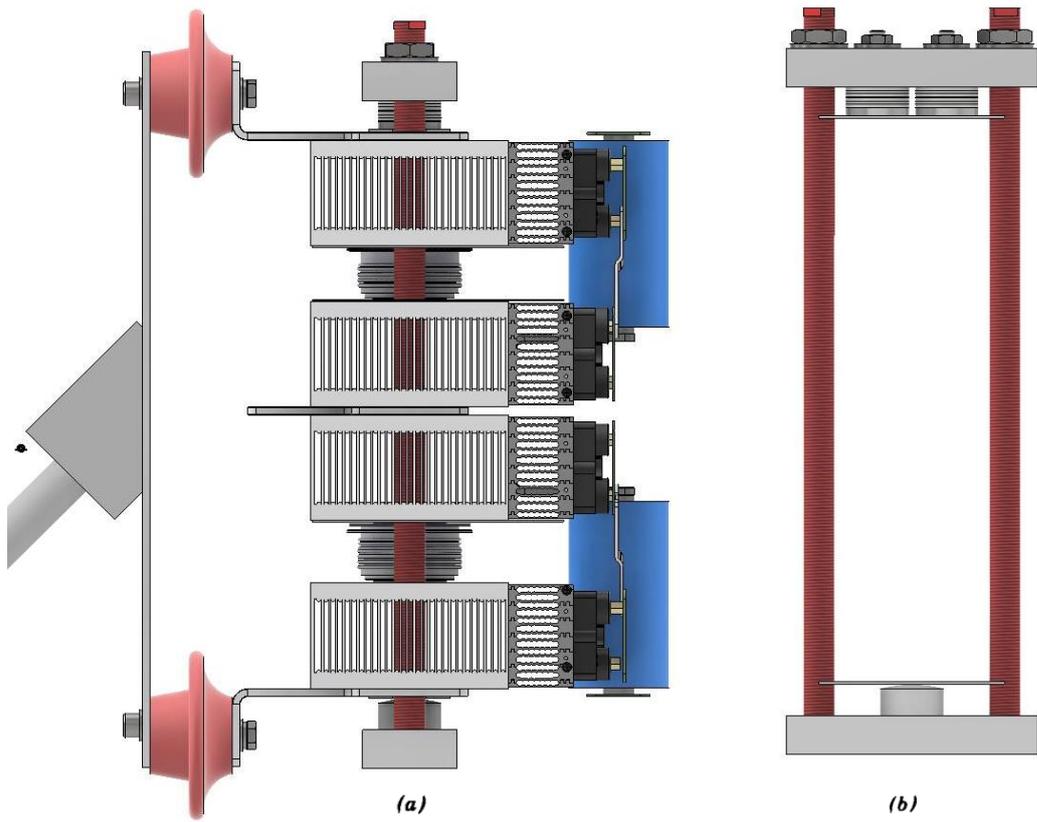


Figura 3.51 a) vista laterale del modulo completo, b) vista frontale del bar clamp TECMV-X

3.3. Struttura del nuovo TECMV-X

Dopo aver dimensionato la barra di carico del TECMV-X e i tiranti in Durostone EPR S1 in questo paragrafo viene finalmente presentata la struttura del nuovo TECMV-X.

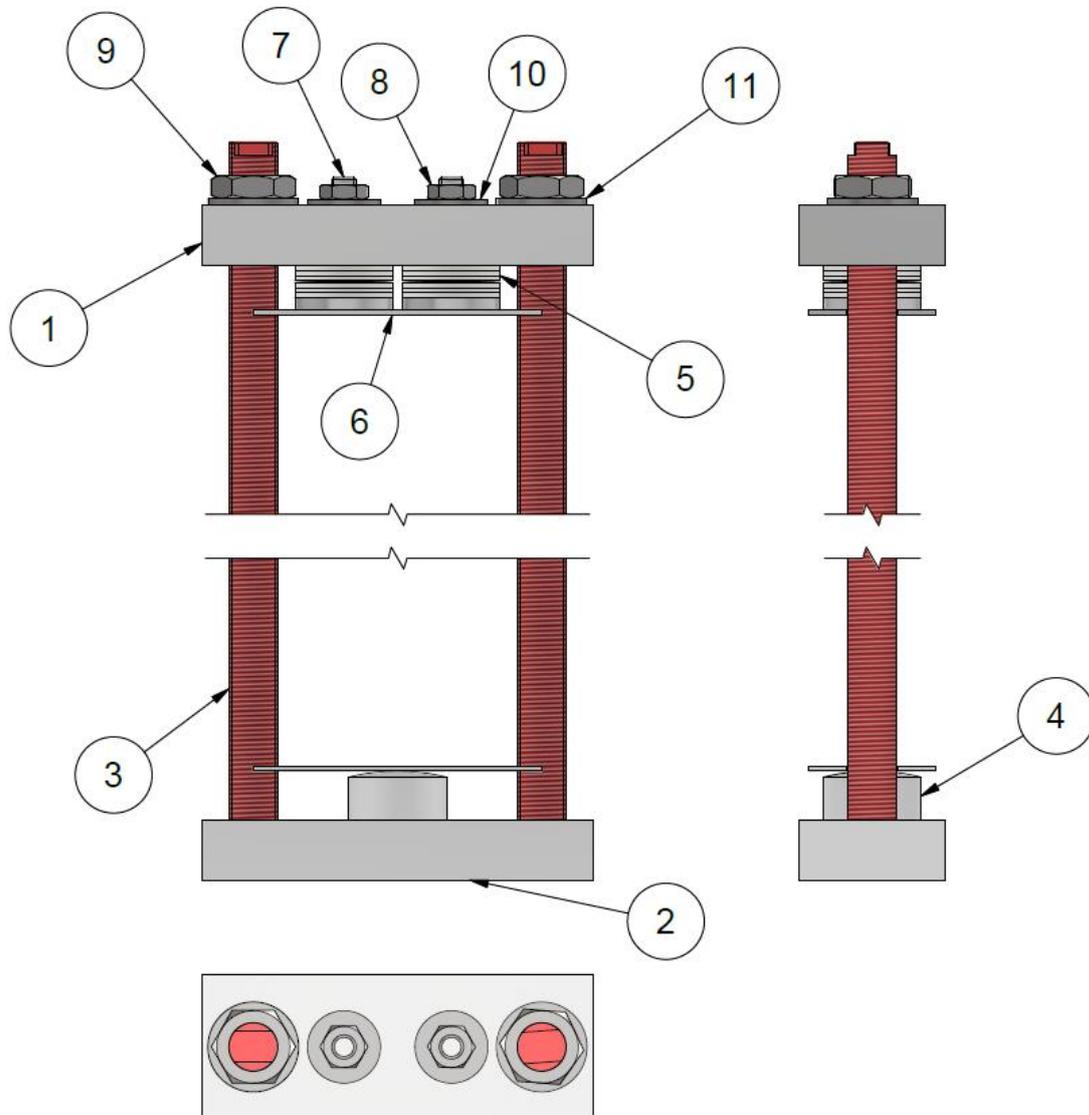


Figura 3.52 Vista pallina TECMV-X

Facendo riferimento alla vista pallinata di figura 3.52, vengono così indicate le parti di assemblaggio di questo nuovo *clamp*:

1. **Barra di carico:** la *load bar* è stata dimensionata staticamente all'interno del capitolo 3.1 per sostenere un carico totale pari a 22 kN.
2. **Barra di reazione:** per quanto riguarda il dimensionamento della *reaction bar*, questa segue le dimensioni assunte dalla barra di carico. Si osservi che le condizioni di carico e di vincolo della barra di reazione risultano diverse rispetto a

quella di carico. Nello specifico la condizione di carico della barra di reazione risulta più gravosa rispetto a quella presente sulla barra di carico. Tale criticità viene compensata dalla condizione di vincolo, molto più simile a un doppio incastro che a un doppio carrello. Ne segue che tale parte risulta comunque meno sollecitata della barra di carico.

3. **Tiranti in Durostone EPR S1:** i tiranti sono stati dimensionati all'interno del capitolo in 3.2.5.
4. **Duomo:** considerando gli ingombri verticali elevati, la presenza del duomo è quasi obbligata per agevolare le operazioni di assemblaggio e serraggio del *clamp*.
5. **Pacchi di molle a tazza:** ciascuno pacco molle a sua volta è costituito da due pacchi di molle disposti in serie e ciascuno composto da tre molle in parallelo. La dimensione della molla elementare è 40 mm x 20.4 mm x 2 mm x 1.1 mm.
6. **Barra di distribuzione:** fungono da interfaccia tra le superfici di riscontro del *clamp* con le superfici di riscontro dei dissipatori.
7. **Perno guidamolle:** realizzato con una sezione resistente da M10, tale componente viene utilizzato per sostenere il carico associato al pacco molle
8. **Dado esagonale UNI 5589 da M10:** Avvitato sul perno guidamolle permette di mantenere in compressione le molle a tazza in seguito all'assegnazione del precarico.
9. **Dado esagonale UNI 5589 da M20:** tale elemento è la parte meccanica che permette il serraggio sotto pressa del modulo completo.
10. **Rondella testimone UNI 6593 11 mm x 30 mm:** una volta rimosso il carico di compressione sotto pressa, permette di verificare il raggiungimento di un carico di compressione applicato al modulo F_{load} pari al valore di precarico $F_{precarico}$.
11. **Rondella speciale M20 20.5 mm x 30 mm x 4 mm**

In figura 3.53 viene invece riportata l'immagine del modulo completo realizzato a partire dal TECMV-X.

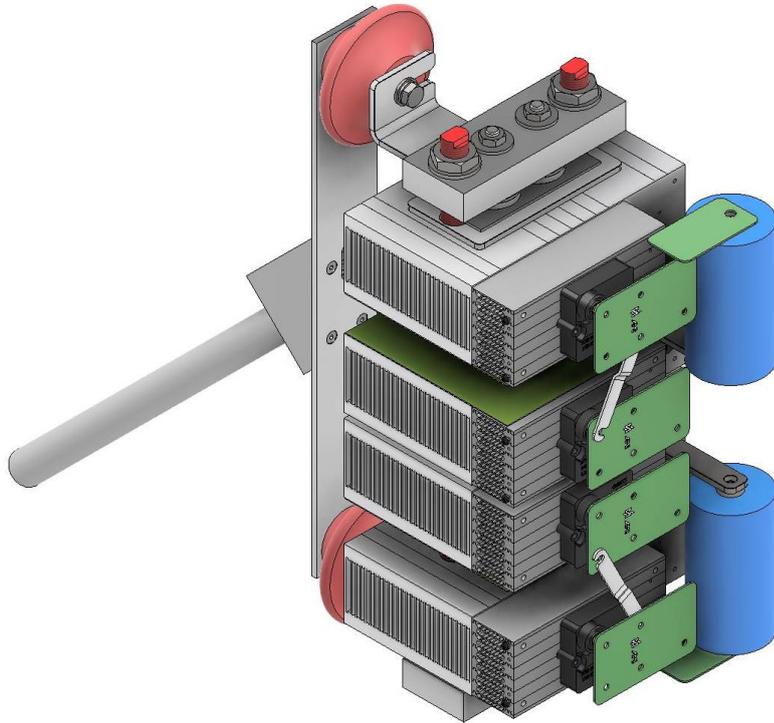


Figura 3.53 Modulo completo con TECMV-X integrato

Si ricorda, come accennato nell'introduzione di questo paragrafo, che i componenti a disco compressi all'interno dell'assieme sono due MS TB356C da 6500 V. I datasheet di questi componenti sono presenti all'interno della documentazione tecnica presente in allegato alla tesi.

3.4. Descrizione e validazione di un modello innovativo per la determinazione del carico di compressione F_{pressa} necessario per garantire al termine del serraggio un carico al modulo F_{load}

Dopo aver descritto la struttura del nuovo TECMV-X, in questo capitolo verrà esposto e successivamente verificato il modello analitico che permette di correlare il carico effettivamente applicato sul modulo F_{load} con il carico applicato dalla pressa idraulica F_{pressa} durante il serraggio.



Figura 3.54 Applicazione del carico di serraggio sotto pressa del TECMV-X

Riprendendo quanto accennato in fondo al paragrafo 2.2.2., per quanto riguarda le categorie di *clamp* composte da tiranti filettati, come il TECMV-X, la fase di serraggio del *clamp* sul modulo deve essere condotta sotto il carico di una pressa F_{pressa} . In figura 3.54 viene riportato un TECMV-X durante la fase di serraggio sotto pressa.

Come si osserva proprio da figura 3.54, tra la testa dello stelo della pressa e la barra di carico è presente un adattatore, sviluppato per la barra di carico del TECMV-X. Tale componente risulta fondamentale per applicare il carico F_{pressa} in modo omogeneo su tutta la superficie superiore della barra di carico. Si ricorda che fino alla rimozione del carico, tutte le parti comprese tra la barra di carico e quella di reazione, eccetto i tiranti stessi, sono soggette al carico di compressione F_{pressa} .

L'adattatore per la pressa, riportato in figura 3.55, è opportunamente sagomato per garantire lo spazio sufficiente all'avvitamento. Si noti la presenza di due steli con ritorno a molle, utilizzati per verificare la liberazione della rondella testimone.



Figura 3.55 Adattatore pressa per comprimere omogeneamente il modulo e verificare la liberazione della rondella testimone

Prima di procedere con la rimozione del carico della pressa, si esegue l'avvitamento dei due dadi esagonali UNI 5589 da M20 per serrare i tiranti: tale avvitamento viene effettuato manualmente mediante l'utilizzo di chiavi esagonali.

Una volta concluso il serraggio, il carico F_{pressa} viene rimosso ed i tiranti vanno in trazione e tendono ad allungarsi. In contemporanea anche le molle *Belleville*, non essendo più compresse dalla forza imposta dalla pressa, tendono ad espandersi riducendo dunque man mano il carico applicato al modulo. Tale condizione si protrae fino al raggiungimento di un punto di equilibrio in cui il carico sostenuto dai tiranti è pari al carico imposto sul modulo dalle molle a tazza.

L'obiettivo del modello sviluppato è quindi determinare il minimo carico F_{pressa} con cui effettuare la compressione del modulo durante il serraggio, in modo da garantire, raggiunto l'equilibrio al termine del serraggio stesso, un carico di compressione al modulo pari a F_{load} . Dopo aver ricordato che $F_{precarico}$ è stato imposto uguale al carico da applicare al componente elettronico, ne segue che si vuole ricreare una condizione in cui F_{load} coincide con il valore del precarico assegnato alla molle *Belleville*, $F_{precarico}$.

Nei componenti reali, la condizione all'equilibrio $F_{load} = F_{precarico}$, è caratterizzata dalla liberazione delle rondelle testimone. Tale caratteristica interseca del *clamp* rappresenta un primo sistema di verifica del raggiungimento del carico desiderato al modulo F_{load} .

In seguito alla descrizione del modello sviluppato, verrà eseguito un confronto tra i risultati analitici e le misure sperimentali, condotte proprio sugli esemplari di TECMV-X, per validare il modello.

3.4.1. Teoria del modello e determinazione dei risultati analisi sul TECMV-X

Il modello trattato in questo paragrafo cerca di relazionare il carico realmente applico al modulo F_{load} , in funzione della rigidità dei tiranti K_t , della rigidità dei pacchi di molla a tazza K_m e il carico di serraggio F_{pressa} . Si ricorda che la condizione che si vuole andare a caratterizzare corrisponde all'equilibrio conseguente alla rimozione del carico sotto pressa in conclusione alla fase di serraggio.

Il modello sviluppato ha come ispirazione dei diagrammi di forzamento vite-pezzo; tali diagrammi, rappresentati su grafici forza-allungamento, permettono di determinare il punto di funzionamento del collegamento in funzione della rigidità della vite e alla rigidità del pezzo compresso.

A partire dalla doppia analogia tra la vite e il tirante e il pezzo e le molle a tazza, sono state effettuate delle modifiche al modello di forzamento per andare a implementare le condizioni al contorno e le condizioni di carico iniziali sulle molle a tazza. Questo modello, visto anche i bassi valori della freccia ricavati dalla simulazione, approssima la barra di carico ad un oggetto indeformabile: a partire da questa ipotesi è possibile considerare uguali l'allungamento dei tiranti e l'incrementarsi dello spessore dei pacchi molle.

Per quanto riguarda i tiranti, il comportamento in campo elastico può essere descritto dalla di Hooke:

$$F = K_t \Delta l$$

Con F viene indicata la forza sotto la quale i tiranti si allungano mentre con Δl si indica l'allungamento del tirante dovuto alla presenza di un carico.

Ricordando che la forza F è diretta normalmente rispetto alla sezione resistente A_{res} , ne segue per definizione:

$$F = \sigma_n A_{res}$$

Considerando inoltre che, l'allungamento del tirante Δl può essere relazionato con la lunghezza iniziale l del tirante stesso in funzione della sua deformazione ϵ , ne segue:

$$\Delta l = \epsilon l$$

È possibile ricavare come segue la rigidezza del tirante:

$$K_t = \frac{\sigma_n A_{res}}{\epsilon l} = \frac{E A_{res}}{l}$$

Ne segue dunque che il comportamento del tirante nel grafico forza – allungamento può essere descritto da una retta passante per l'origine e avente pendenza pari a K_t .

Facendo specificatamente riferimento ai tiranti M20 realizzati in Durostone EPR S1, per il nuovo TECMV-X, essendo questi caratterizzati da un modulo di Young $E = 21700 \text{ MPA}$, $A_{res} = 245 \text{ mm}^2$ e una lunghezza utile $l_{min} = 464 \text{ mm}$, la rigidezza dei tiranti $K_{t,Durostone}$ è pari a 11458 N/mm .

Poiché inoltre, i due tiranti lavorano come due molle in parallelo, la rigidità totale dei due tiranti è uguale a:

$$K_{2t,Durostone} = 2K_{t,Durostone} = 22916 \text{ N/mm}$$

L'equazione che dunque descrive l'incremento di carico F in funzione dell'allungamento Δl dei tiranti in Durostone EPR S1 nel diagramma di forzamento risulta essere:

$$F(\Delta l) = 22916 \Delta l$$

A partire da questa caratteristica, nota la forza che vogliamo imprimere al modulo $F_{load} = F_{precarico}$ all'equilibrio, è possibile identificare l'allungamento all'equilibrio del tirante Δl_{load} . Nel caso del TECMV-X, il punto di equilibrio all'interno del diagramma di serraggio ha coordinate (0.96 mm; 22000 N).

Per quanto riguarda il comportamento sotto carico dei pacchi molle, come già descritto, questo viene ricavato a partire dal comportamento della singola molla, in funzione della composizione. Tipicamente le curve fornite dai produttori di molle a tazza permettono di relazionare il carico F con l'accorciamento del pacco molle f a partire da una condizione di carico nulla.

Volendo però noi caratterizzare il comportamento di pacchi molle, che partono da una condizione di precompressione, pari a F_{pressa} , e con un allungamento iniziale $\Delta l_0 = 0 \text{ mm}$, che a causa del graduale rilascio di carico si allungano, risulta necessario rielaborare queste curve per render più agevole l'utilizzo del modello.

Nello specifico la funzione che descrive l'accorciamento della molla equivalente ai pacchi molle deve dunque subire un cambio di variabile per poter descrivere la riduzione del carico applicato in funzione dell'allungamento. Imponendo il passaggio per il punto di equilibrio desiderato, è possibile ricavare F_{pressa} dall'intercetta di questa curva con l'asse delle ordinate F .

Facendo sempre riferimento al TECMV-X, questo è composto da due pacchi molle ciascuno costituito da due gruppi di molle in serie, ciascuno a sua volta costituito da tre molle in parallelo, struttura 2 X (3 + 3). Le dimensioni di riferimento delle molle a tazza sono 40 mm x 20.4 mm x 2 mm x 1.1 mm.

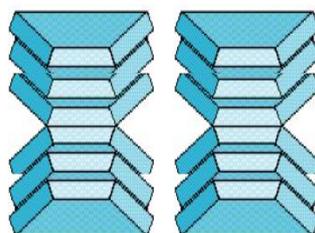


Figura 3.56 Struttura pacchi molle TECMV-X, 2 X (3 + 3)

Ne segue che a causa della composizione dei pacchi molle, il comportamento della molla equivalente, rispetto alla molla singola, è caratterizzato da un raddoppio della freccia massima e un incremento di sei volte del carico massimo nella condizione di pacco. Nella tabella 3 vengono riportati i valori di forza e freccia assunti dalla singola molla e dai pacchi molle del TECMV-X in funzione dell'accorciamento percentuale $\% h_0$, calcolato rispetto alla condizione di pacco.

Accorciamento % ($\% h_0$)	Freccia molla singola [mm]	Forza molla singola [N]	Freccia pacchi molle [mm]	Forza pacchi molle [N]
0	0	0	0	0
0.25	0.275	2180	0.550	13080
0.5	0.550	4040	1.100	24240
0.75	0.825	5700	1.650	34200
1	1.100	7260	2.200	43560

Tabella 3: valori di forza e freccia assunti dalla singola molla e dai pacchi molle del TECMV-X in funzione dell'accorciamento percentuale

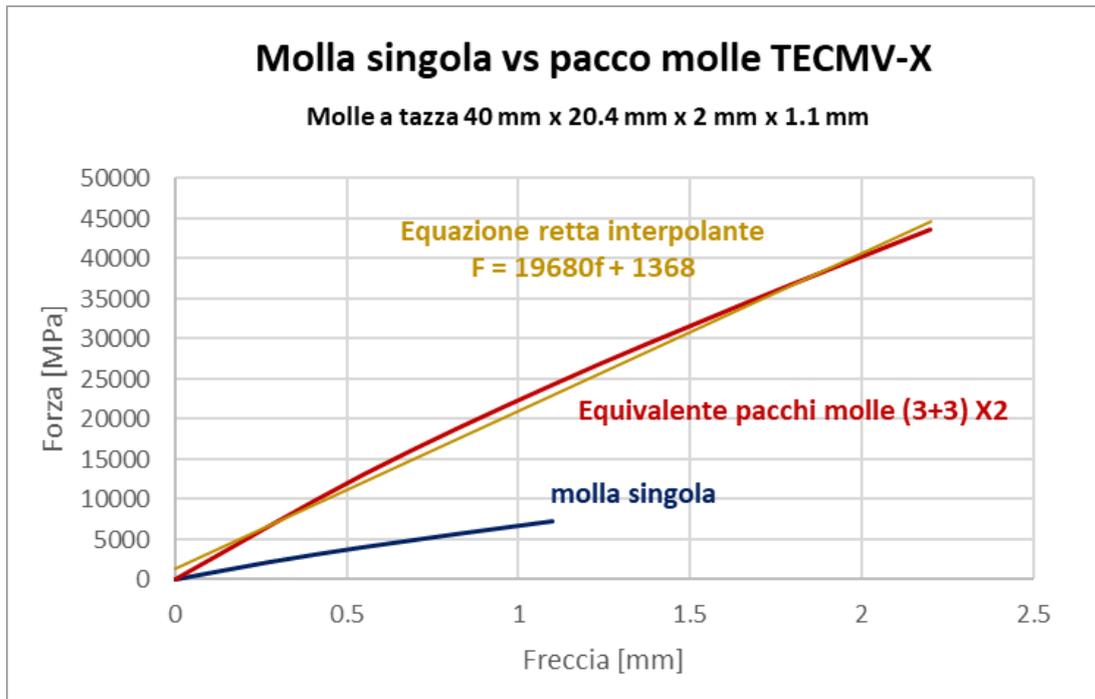


Figura 3.57 Confronto del comportamento di una singola molla a tazza con il comportamento della molla equivalente ai pacchi molle del TECMV-X

In figura 3.57 vengono invece riportati graficamente i confrontati gli andamenti della singola molla a tazza e della molla equivalente ai pacchi molle del TECMV-X.

A partire dalla curva che rappresenta il comportamento equivalente dei pacchi molle del TECMV-X, è possibile determinare l'equazione della retta interpolante. Nel nostro caso la retta che relazione l'accorciamento f del pacco molle con l'incremento della forza F è pari a:

$$y = F(f) = 19680f + 1368$$

A partire da questa relazione è possibile ricavare il coefficiente di rigidezza K_m che relazione l'allungamento dei pacchi molle con il graduale rilascio del carico:

$$K_m = -19680 \text{ N/mm}$$

Volendo inoltre imporre il passaggio per la condizione d'equilibrio desiderata, caratterizzata da un allungamento pari a 0.96 mm e una forza di compressione pari a $F_{precarico}$, è sufficiente ricavare l'equazione della retta con coefficiente angolare K_m che passa per il punto di equilibrio (0.96 mm; 22000 N). Nel caso specifico:

$$(F - F_{load}) = K_m(\Delta l - \Delta l_{load})$$

$$F(\Delta l) = -19680\Delta l + 40893$$

A partire dalla curva appena ricavata è possibile imporre la condizione di allungamento iniziale $\Delta l = \Delta l_0 = 0 \text{ mm}$ e ricavare il valore del carico F_{pressa} :

$$F_{pressa} = F(\Delta l = \Delta l_0) = 40893 \text{ N}$$

Quanto appena descritto può essere rappresentato sul diagramma di forzamento presente in figura 3.58.

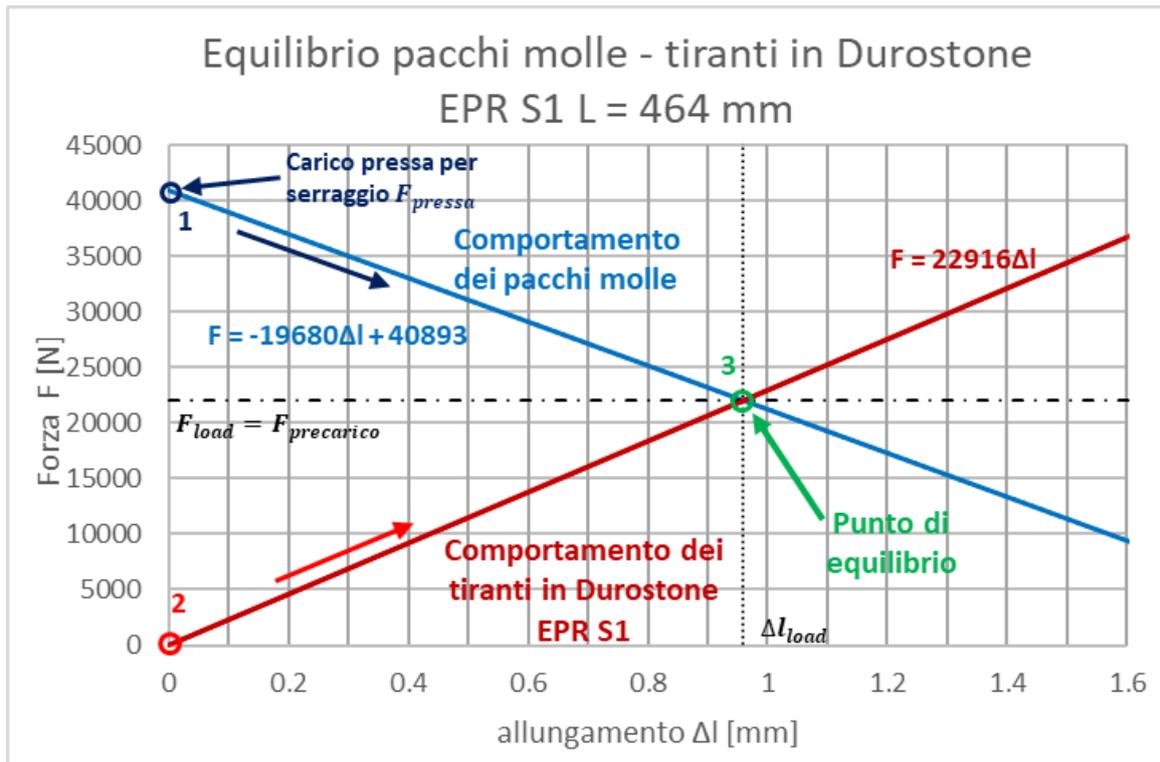


Figura 3.58 Diagramma di forzamento TECMV-X

Come si osserva dal diagramma in figura 3.58, il pacco molle nella condizione iniziale, punto 1, è caratterizzato da un allungamento iniziale nullo e da una forza di compressione pari al carico F_{pressa} utilizzato per comprimere l'intero modulo durante il serraggio dei tiranti.

Per quanto riguarda i due tiranti in Durostone EPR S1, fino all'istante successivo alla rimozione del carico sotto pressa, questi risultano completamente scarichi ed indeformati. Tale condizione è rappresentata dal punto 2 di figura 3.58.

Una volta eseguito il serraggio dei tiranti, il carico F_{pressa} viene rimosso ed i tiranti iniziano ad allungarsi a causa dell'incrementarsi del carico sostenuto. A causa dell'assenza del

carico di precompressione e dell'allungamento dei tiranti, il carico ceduto dal pacco molle ai moduli diminuisce e di conseguenza i pacchi molle tendono a rilassarsi ed allungarsi. Tale condizione si protrae fino al raggiungimento del punto di equilibrio, punto 3 cerchiato in verde nel diagramma di figura 3.58.

Ne segue dunque che, il TECMV-X, per poter applicare un carico al modulo pari a $F_{load} = 22 \text{ kN}$, deve essere serrato sotto il carico di una pressa idraulica che imponga sull'intero modulo un carico $F_{pressa} = 40.9 \text{ kN}$.

A fronte dei risultati forniti dal diagramma di forzamento, si osserva come il valore della forza che la pressa deve esercitare per effettuare il serraggio F_{pressa} risulti essere l'86% superiore rispetto al carico applicato al modulo F_{load} all'equilibrio.

3.4.2. Considerazioni sui risultati analitici e possibili miglioramenti progettuali apportabili

L'elevata differenza tra F_{pressa} e F_{load} rivela alcune possibili problematiche associate all'utilizzo del TECMV-X e di prodotti analoghi.

La prima possibile problematica riguarda il fatto che i componenti elettronici non solo devono garantire ottime prestazioni nell'intorno di F_{load} ma contemporaneamente non devono subire alcun tipo di danno durante il serraggio sotto pressa con un carico $F_{pressa} > F_{load}$. In generale, come confermato anche dai produttori di componenti a disco, l'applicazione di un carico normale due o tre volte superiore rispetto al carico nominale, per il funzionamento, non comporta danni fisici ai componenti elettronici che ne compromettono l'utilizzo. In ogni caso per ridurre i rischi associati a tale problematica, si consiglia l'utilizzo componenti elettronici già testati e/o dotati di poli con diametri elevati e caratterizzati da bassi carichi richiesti per il funzionamento ottimale.

Una seconda problematica, più concreta, riguarda il fatto che le presse idrauliche presentano un range di funzionamento limitato. Non è dunque assicurata la possibilità di eseguire sia la fase di assegnazione del precarico delle molle a tazza che la fase di serraggio sotto pressa con la stessa pressa idraulica. Anche per questa motivazione

risulterebbe utile validare un modello che permetta in sede di progettazione di quantificare F_{pressa} .

Un'ultima possibile problematica riguarda il limite imposto dal massimo carico sostenuto dai pacchi molle: difatti, superato il valore in forza a cui corrisponde un allungamento percentuale del pacco molle $\% h_0 = 1$, condizione di “pacco”, il pacco molle subisce un accorciamento tale da causare una deformazione significativa, che induce comportamenti che si discostano rispetto alle curve fornite dai produttori. Attualmente la composizione dei pacchi molle viene scelta in funzione degli ingombri e facendosi certi che il carico F_{load} sia lontano dalla condizione di “pacco”. Alla luce dei risultati emersi dal modello analitico, vista $F_{pressa} > F_{load}$, risulta necessario, già in fase progettuale, verificare che il massimo carico sostenuto dai pacchi molle sia superiore rispetto ad F_{pressa} . Nel caso specifico del TECMV-X, si osserva che questa condizione, anche se per poco, è verificata.

Alla luce di queste problematiche, ipotizzando di voler migliorare il progetto del TECMV-X, qui di seguito vengono proposti due metodi alternativi per ridurre la distanza tra F_{pressa} e F_{load} .

Un primo approccio consiste nell'incrementare la rigidità dei tiranti. Avendo definito

$$K_t = \frac{\sigma_n A_{res}}{\epsilon l} = \frac{EA_{res}}{l}$$

Risulta possibile aumentare il valore della K_t riducendo l'altezza dei tiranti l , aumentando la sezione resistente A_{res} e/o modificando il materiale del tirante. Poiché però la lunghezza dei tiranti è vincolata, gli unici parametri con cui andare a giocare risultano essere A_{res} e il materiale dei tiranti.

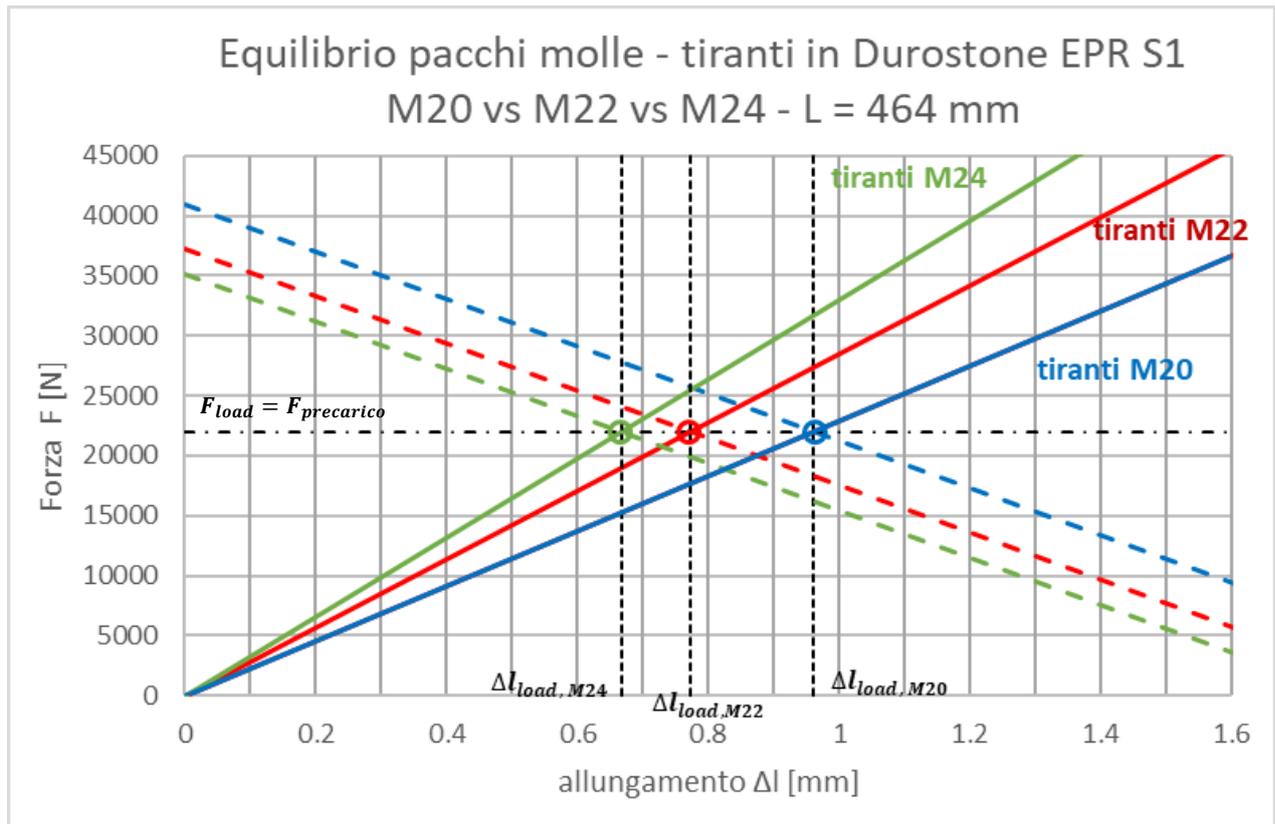


Figura 3.59 confrontati tra i diagrammi di forzamento del TECMV-X al variare unicamente della sezione resistente dei tiranti: M20 vs M22 vs M24

In figura 3.59 vengono riportati e confrontati i diagrammi di forzamento del TECMV-X al variare unicamente della sezione resistente dei tiranti. Come si osserva, la scelta di tiranti caratterizzati da una sezione resistente maggiore, a parità di F_{load} , comporta la diminuzione dell'allungamento nella condizione di equilibrio dei tiranti Δl_{load} . Poiché l'allungamento dei tiranti all'equilibrio coincide con l'allungamento dei pacchi molle, ne segue che, la curva rappresentate il comportamento del pacco molle interseca l'asse della forza a un valore di forza F_{pressa} che decresce con l'aumentare della sezione resistente.

Nella tabella 4 vengono riportati i valori che caratterizzano le curve presenti nel diagramma di forzamento rappresentato in figura 3.59.

Dimensione tirante	Area resistente [mm ²]	Rigidezza eq. tiranti k_{2t} [N/mm]	Allungamento all'equilibrio Δl_{load} [mm]	Carico pressa F_{pressa} [N]	Errore relativo di F_{pressa} rispetto $F_{load} = 22000N$
M20	245	22916	0.96	40893	85.9%
M22	305	28528	0.77	37177	69.0%
M24	353	33018	0.67	35113	59.6%

Tabella 4 Confronto M0 vs M22 vs M24: valori che caratterizzano le curve presenti nel diagramma di forzamento rappresentato in figura 3.42

La scelta di utilizzare tiranti dotati di sezioni resistenti maggiori, oltre che ridurre il carico al serraggio F_{pressa} a parità di F_{load} , presenta il vantaggio di incrementare ulteriormente il coefficiente di sicurezza statico CS dei tiranti.

Un'altra soluzione adottabile per ridurre la distanza tra F_{pressa} e F_{load} consiste nell'utilizzo di tiranti realizzati in materiali più rigidi. A parità di F_{load} , i tiranti realizzati in materiali con moduli di Young E maggiori sono caratterizzati da un allungamento all'equilibrio Δl_{load} inferiore. Conseguentemente, anche le corrispondenti curve rappresentati il comportamento del pacco molle intersecano l'asse della forza a valori di forza F_{pressa} che decrescono con l'aumentare del modulo di Young E del materiale dei tiranti.

In figura 3.60, vengono rappresentati e confrontati i diagrammi di forzamento del TECMV-X al variare unicamente del materiale dei tiranti: il confronto viene eseguito tra il Durostone EPR S1, il G11 e l'acciaio inossidabile AISI 304 A2-70.

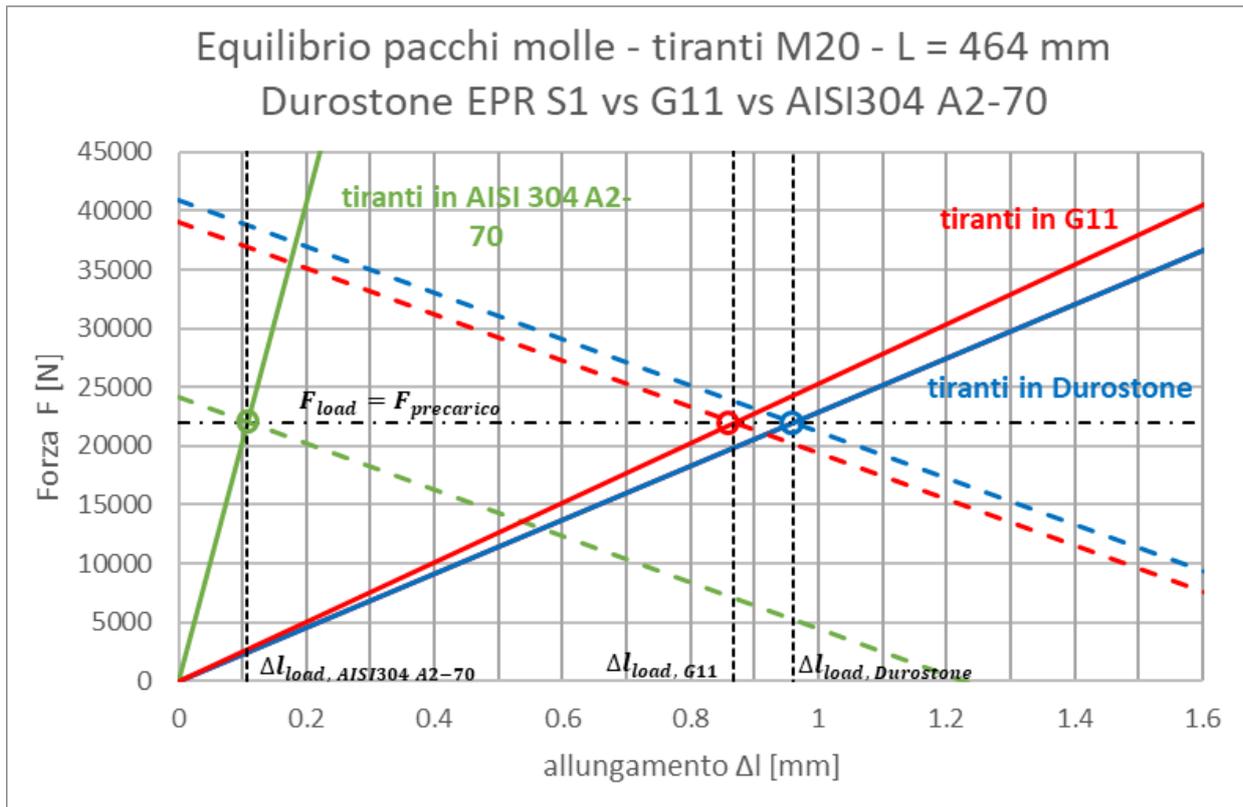


Figura 3.60 Confrontato tra i diagrammi di forzamento del TECMV-X al variare unicamente del materiale dei tiranti: Durostone EPR S1 vs G11 vs AISI 304 A2-70

Nella tabella 5 vengono riportati i valori che caratterizzano le curve presenti nel diagramma di forzamento rappresentato in figura 3.60.

Materiale	Modulo di Young E [GPa]	Rigidezza eq. tiranti k_{2t} [N/mm]	Allungamento all'equilibrio Δl_{load} [mm]	Carico pressa F_{pressa} [N]	Errore relativo di F_{pressa} rispetto $F_{load} = 22000$ N
Durostone EPR S1	21.7	22916	0.96	40893	85.9 %
G11	24	25345	0.87	39083	77.7 %
AISI 304 A2-70	193	203815	0.11	24124	9.7 %

Tabella 5 Confronto Durostone vs G11 vs AISI 304: valori che caratterizzano le curve presenti nel diagramma di forzamento rappresentato in figura 3.43

Come si osserva dall'errore relativo di F_{pressa} rispetto a $F_{load} = 22000$ N, l'utilizzo di tiranti in acciaio AISI 304 A2-70 riduce parecchio la distanza tra F_{pressa} e F_{load} .

Chiaramente, il TECMV-X è stato concepito con il fine di studiare l'utilizzo di materiali non conduttori per la realizzazione di collegamenti filettati. Di conseguenza, la medesima struttura del TECMV-X con tiranti in acciaio inossidabile non sarebbe direttamente utilizzabile per le applicazioni di potenza. Sarebbe necessario in ogni caso apportare modifiche al progetto per garantire le distanze di scarica richieste dalla tensione di lavoro.

Per quanto riguarda invece i tiranti M20 in G11, vetronite epossidica, si osserva che l'errore relativo di F_{pressa} rispetto F_{load} è solo leggermente inferiore rispetto al medesimo errore valutato sui tiranti in Durostone EPR S1. Ne segue dunque che la sostituzione del Durostone EPR S1 con il G11 nel TECMV-X potrebbe ridurre ma non risolve i problemi associati alla differenza tra F_{pressa} e F_{load} .

Un secondo possibile approccio per ridurre la differenza tra F_{pressa} e F_{load} consiste nell'intervenire sulla composizione dei pacchi molle cercando di ridurre il valore assoluto della rigidità K_m . Questo effetto può essere raggiunto scegliendo una geometria di molla elementare meno rigida. Tuttavia, l'utilizzo di molle meno rigide comporta la riduzione del massimo carico sostenibile nella condizione di pacco a parità di ingombro. Di conseguenza, la scelta migliore risulta essere l'incremento del numero di molle in serie. Purtroppo, anche questa soluzione presenta delle problematiche associate all'aumento dell'ingombro verticale del pacco molle.

Ipotizzando che la modifica della composizione del pacco molle permetta di mantenere la struttura del TECMV-X inalterata, in figura 3.61 viene riportato l'effetto del comportamento della molla equivalente $2 \times (3 + 3)$ e della molla equivalente $2 \times (3 + 3 + 3 + 3)$ sul valore di F_{pressa} . Le dimensioni di riferimento delle singole molle a tazza sono sempre 40 mm x 20.4 mm x 2 mm x 1.1 mm.

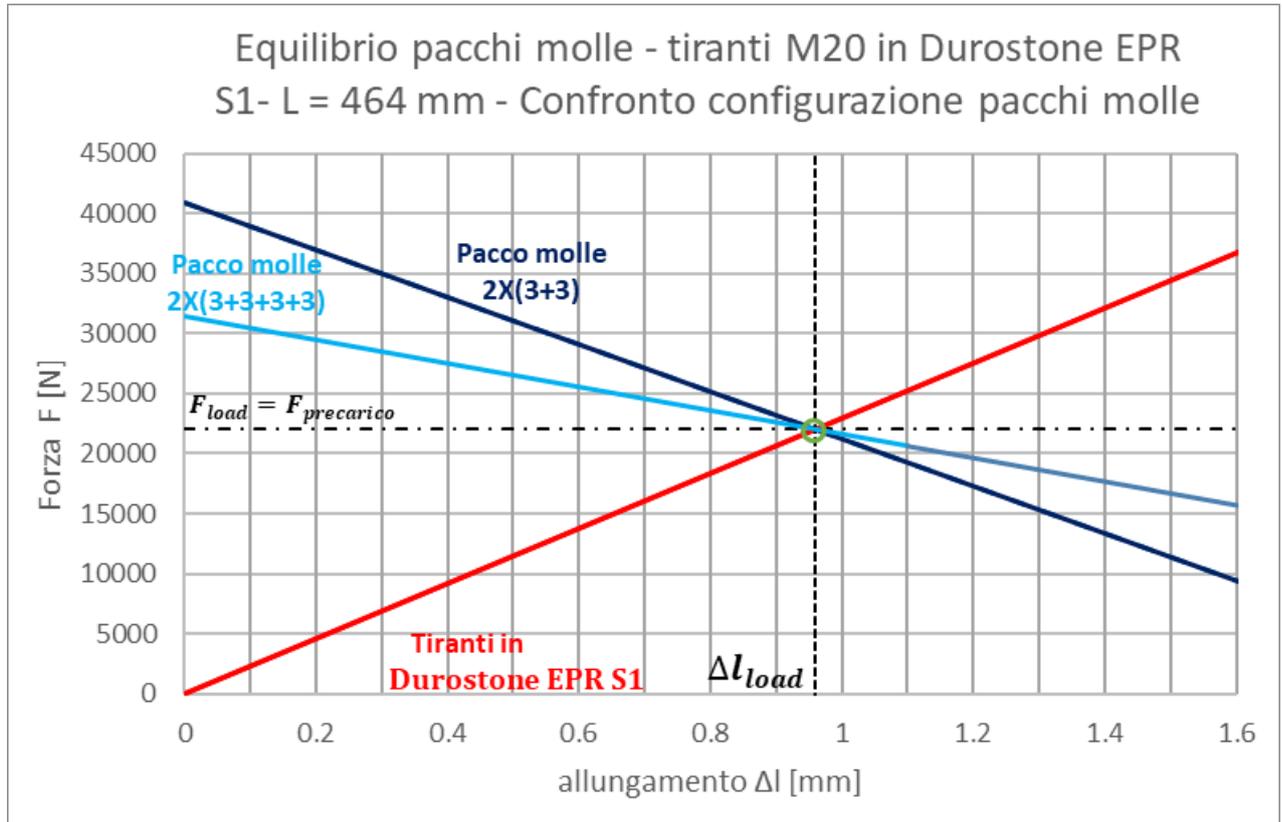


Figura 3.61 Confronto dei diagrammi di forzamento del TECMV-X al variare della composizione dei pacchi molle

Composizione pacchi molle	Rigidezza eq. molle k_m [N/mm]	Allungamento all'equilibrio Δl_{load} [mm]	Carico pressa F_{pressa} [N]	Errore relativo di F_{pressa} rispetto $F_{load} = 22000\text{N}$
2X(3+3)	-19680	0.96	40893	85.9 %
2X(3+3+3+3)	-9840	0.96	31446	42.9 %

Tabella 6: Confronto composizione pacchi molle: valori che caratterizzano le curve presenti nel diagramma di forzamento rappresentato in figura 3.44

In seguito alle considerazioni riportate all'interno di questo paragrafo, è possibile affermare che la soluzione meno invasiva per ridurre la distanza tra il carico applicato durante il serraggio F_{pressa} ed il carico applicato al modulo F_{load} consiste nell'incremento della sezione resistente del tirante filettato.

Per quanto riguarda la sostituzione del materiale, vista la poca differenza tra le prestazioni offerte dal G11 e quelle del Durostone EPR S1, questa non sembra rappresentare la soluzione ideale. Bisognerebbe provare a studiare il comportamento in trazione di materiali non conduttivi molto più rigidi, caratterizzati idealmente da un modulo di Young E simile se non superiore a quello dell'acciaio o comunque maggiore del modulo di Young del Durostone EPR S1.

Infine, modificare la composizione dei pacchi molle, cercando di ridurre il valore assoluto della rigidità K_m , risulta essere la soluzione migliore. Come già anticipato, questa strada, comportando l'incremento dello spessore del pacco molle, non può essere percorsa nel caso di limiti stringenti sull'ingombro verticale.

3.4.3. Validazione del modello di serraggio

Per validare il modello di serraggio esposto nei precedenti paragrafi, si è deciso di effettuare un confronto tra i risultati analitici e i risultati emersi dai test effettuati su un TECMV-X reale.

Il primo gruppo di test effettuati è stato condotto con il fine di determinare sperimentalmente il valore della forza $F_{pressa,real}$ sotto il quale effettuare la fase di serraggio dei tiranti.

Sfruttando il vantaggio pratico di avere due rondelle testimoni che si liberano quando il carico al modulo $F_{load} = F_{precarico}$, sono state eseguite una serie di prove di serraggio, sotto carichi di pressa crescenti prova dopo prova, fino alla determinazione della minima $F_{pressa,real}$.

Ciascuna prova è stata condotta partendo da un modello reale di TECMV-X, assemblato ma non serrato. Si precisa che le molle a tazza sono state precedentemente precaricate a $F_{precarico} = 22 \text{ kN}$ sulla barra di carico del *bar clamp*, corrispondenti nel caso della pressa utilizzata a una pressione del circuito primario di 66 bar.

Dopo aver posizionato il modulo sotto la pressa e calzato l'adattatore sulla barra di carico, è possibile azionare la leva di comando e comprimere l'intera struttura: la forza con cui viene compreso l'intero assieme $F_{pressa,prova}$ viene gestita mediante l'apertura e chiusura di un'opportuna valvola. Una volta compreso il modulo, l'operatore provvede all'avvitamento manuale dei dadi esagonali da M20 per serrare i tiranti. Successivamente il carico della pressa viene rimosso e si verifica, mediante l'utilizzo degli steli presenti sull'adattatore della pressa, l'eventuale liberazione delle rondelle testimoni.

Nel caso in cui le rondelle risultino bloccate, il test deve essere ricondotto incrementando il valore sotto il quale effettuare il serraggio. È dunque necessario riportare il modulo nella condizione di partenza per non influenzare i risultati dalle prove successive: si procede dunque anche allo svitamento dei dadi esagonali sotto il medesimo carico $F_{pressa,prova}$.

Nel caso in cui, invece, le rondelle testimoni risultino libere, in seguito alla rimozione del carico $F_{pressa,prova}$, si verifica la condizione per cui $F_{load} = F_{precarico}$. Ne segue dunque che: $F_{pressa,real} = F_{pressa,prova}$.

Nella tabella 7 vengono riportate le informazioni in merito ai test condotti sul singolo modello di TECMV-X prodotto.

Pressione circuito primario [bar]	$F_{pressa,prova}$ [kN]	Esito prova
66	22	✗
72	24	✗
96	30.5	✗
114	37	✗
132	42.5	✓

Tabella 7 Test di validazione sul TECMV-X

Alla luce dei risultati esposti segue dunque che, il minimo valore di forza $F_{pressa,real}$, applicato dalla pressa durante il serraggio del TECMV-X, che garantisce il raggiungimento all'equilibrio della condizione $F_{load} = F_{precarico} = 22 \text{ kN}$, vale 42.5 kN.

Effettuando un confronto tra $F_{pressa,real}$ e il carico F_{pressa} , determinato con il modello analitico, si osserva che l'errore relativo del modello rispetto alla condizione reale è pari a 3.78%. Ipotizzando di mantenere lo stesso errore relativo tra il carico teoricamente

applicato al modulo F_{load} e il carico realmente applicato al modulo $F_{load,real}$, ne segue che $F_{load,real} = 22.86 \text{ kN}$.

Poiché i risultati emersi da questo confronto rientrano pienamente nelle tolleranze di carico dichiarate anche per i *clamp* standard, $\pm 5\%$, è possibile dunque validare il modello di calcolo sviluppato.

Nonostante il modello sia stato validato, è necessario riportare le seguenti critiche alle procedure di test e di serraggio:

- La prima critica riguarda i limiti imposti dalla pressa idraulica da 100 kN utilizzata per tarare e successivamente serrare il modulo completo. La problematica riguarda il fatto che tale pressa non è in grado di mantenere un carico di compressione costante all'interno di tutto il range di funzionamento. Difatti, esiste solo una quantità discreta di valori di pressione del circuito primario, tra cui quelli testati, che possono essere mantenuti nel tempo costanti senza fluttuazioni.

Nello specifico sarebbe stato di interesse ripetere i test nell'intorno di $F_{pressa,real}$ in modo da accertarsi del reale valore assunto da questa variabile.

Se per il serraggio del TECMV-X questa limitazione non rappresenta un problema, non è detto che per tutte le combinazioni di pacchi molle e tiranti sia possibile trovare un carico adeguato al serraggio.

- Una seconda critica riguarda l'elevata incertezza dovuta all'avvitamento manuale dei dadi esagonali da M20 per serrare i tiranti. Tale fase, condotta sotto carico, per come concepita ad oggi risulta totalmente affidata al tatto dell'operatore: ciò mette in dubbio la ripetibilità dell'operazione.

Per risolvere questa problematica, basterebbe avvitare i dadi esagonali da M20 utilizzando delle chiavi dinamometriche. Difatti, sotto la presenza del carico della pressa, l'avvitamento del dado può essere condotto imponendo una coppia di serraggio massima molto bassa.

L'integrazione all'interno del modello di serraggio di questa modifica comporterebbe la traslazione verticale della curva rappresentante il comportamento dei tiranti. Questa di fatto, non passere più per l'origine del diagramma di serraggio, ma intersecherebbe l'asse delle ordinate a una quota F

pari al carico di trazione associato alla coppia di serraggio imposta con la chiave dinamometrica. Ne segue che anche il punto di equilibrio subirebbe dei leggeri spostamenti.

- L'ultima critica è invece specificatamente riferita alla condizione limite dei pacchi molle durante il serraggio sotto pressa del TECMV-X. Difatti come già rilevato all'interno del modello analitico, il carico $F_{pressa,real}$ si avvicina pericolosamente al carico massimo sostenibile dei pacchi molle. Ne segue dunque che l'errore relativo della $F_{pressa,real}$ rispetto al carico di "pacco", pari a 43560 N, risulta essere 2.43 %.

Sebbene questa criticità non abbia compromesso le misurazioni ed i test effettuati sul TECMV-X, si consiglia per le future fasi di progetto di scegliere accuratamente la composizione dei pacchi molle proprio a partire dal valore di F_{pressa} ricavato dal modello analitico.

Con il fine di ottenere ulteriori conferme in merito comportamento del modulo all'equilibrio, a partire dalla misurazione effettuate sulla lunghezza dei tiranti M20 in Durostone EPR S1 del modulo completo prima e dopo il serraggio, è possibile riverificare il valore assunto da $F_{pressa,real}$.

Le misurazioni dei tiranti sono state utilizzate con un calibro a corsoio monoblocco caratterizzato da una risoluzione ventesimale e con una precisione pari a 0.05 mm. Nella tabella qui di seguito vengono riportate le dimensioni iniziali e finali dei due tiranti. Poiché non tutta la lunghezza del tirante risulta effettivamente utile, nella tabella 8 sono presenti sia le lunghezze medie che le lunghezze medie utili associate alla condizione iniziale e finale.

Lunghezza iniziale del singolo tirante [mm]	Lunghezza iniziale media [mm]	Lunghezza iniziale media utile [mm]	Lunghezza finale del singolo tirante [mm]	Lunghezza media finale [mm]	Lunghezza finale media utile [mm]
490.60±0.05	490.73±0.05	464.73±0.05	491.60±0.05	491.73±0.05	465.73±0.05
490.85±0.05			491.85±0.05		

Tabella 8 Misurazione effettuate sui due tiranti M20 in Durostone EPR S1

Tramite la differenza tra lunghezza finale media utile e la lunghezza iniziale media utile è possibile ricavare il range di allungamento del tirante [0.95 mm,1.05 mm]. A partire da questi range di allungamento, si determina il range di forza sostenuta dai tiranti moltiplicando gli allungamenti massimi e minimi per la rigidezza del tirante K_m .

$$F_{load,real,min} = 21770 \text{ N}$$

$$F_{load,real,max} = 24062 \text{ N}$$

Il fatto sia F_{load} che $F_{load,real}$ siano contenute all'interno del range di forza sostenuto realmente dai tiranti rappresenta un'ulteriore verifica del modello analitico e della correttezza nel serraggio del nuovo TECMV-X.

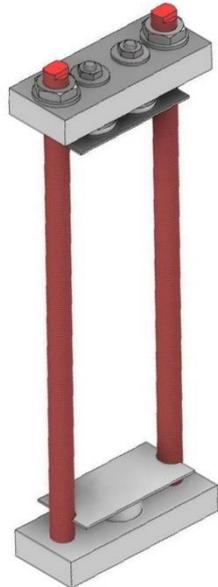
4 Documentazione tecnica

In questo paragrafo vengono riportati tutti i datasheet GPS utili per la comprensione della tesi con l'aggiunta del datasheet del nuovo TECMV-X.

Oltre ai datasheet qui presenti, durante la fase di tirocinio, sono stati inoltre rielaborati i datasheet di tutti i *bar clamp* standard di tipo F ed R disponibili presso i seguenti link:

- Tipo F: <https://gpsemi.it/bar-clamps-f>
- Tipo R: <https://gpsemi.it/bar-clamps-r>

Tra i file in allegato a questa tesi sono invece presenti i datasheet PDF dei componenti non autorizzati alla pubblicazione e non disponibili *open-source*.



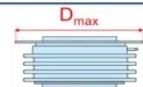
TECMV-X

BAR CLAMP FOR HOCKEY PUK DEVICES

$F = 22 \text{ kN}$



$D_{max} = 98 \text{ mm}$



$S = 357 \text{ mm}$



$T_{op} = -30 \div 110 \text{ }^\circ\text{C}$



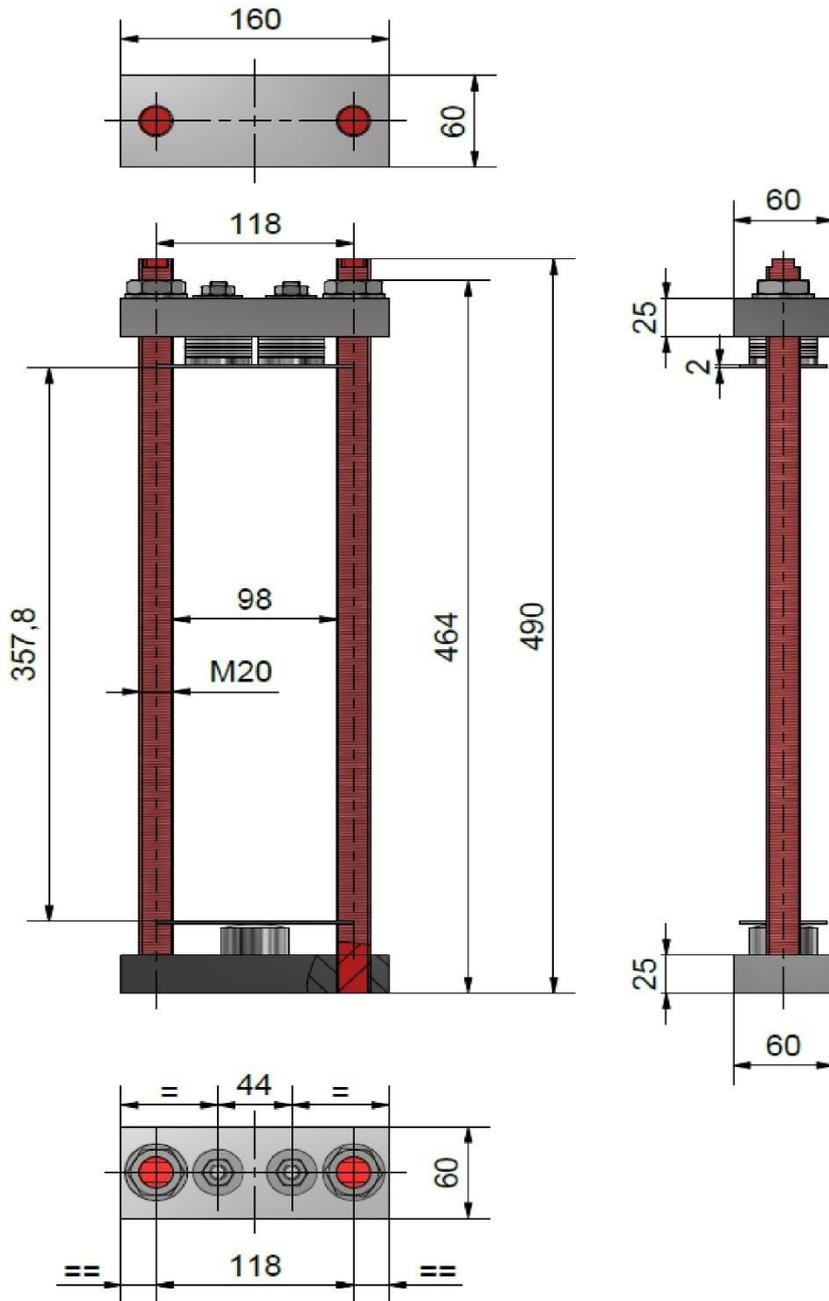
Scan this QR code to download this datasheet

To display 3D images correctly, please use last version of Acrobat PDF Reader <https://get.adobe.com/it/reader/>
 (Once the application has started, click the Options button and then select: "Trust this document one time only", then click on the 3D image and wait until the upload is complete)

Characteristic	Unit	Types	Testing conditions	Values		
				Min	Typ	Max
F	Clamping Force	kN			22	
ΔF	Clamping Force tolerance	%				$\pm 10\%$
V_{INS}	Insulation Voltage	V	50 Hz, RMS, 60 s		3000	
D_s	Surface creepage distance	mm			>350	
D_a	Air strike distance	mm			>350	
m	Mass	g	TECMV-X		5000	
	Insulating Material		Durostone EPR S1			
	UL Files		Durostone EPR S1		Not available	
T_{op}	Operating temperature range	$^\circ\text{C}$	Durostone EPR S1	-30		110
CTI	Comparative Tracking Index	V	Durostone EPR S1	According to UL746		225.0
	Flammability	mm	Durostone EPR S1	UL94 V-0 Flame class rating		V-0

BAR CLAMP OUTLINES

LOW / MEDIUM VOLTAGE



In the interest of product improvement Green Power Solutions reserves the right to change any specification given in this data sheet without notice.

Dimensions in mm - Tolerances according to ISO 2768 MK

Step files of clamp structures may be downloaded at [www.gpsemi.it/stepfiles/TECMV-X\(file step\).zip](http://www.gpsemi.it/stepfiles/TECMV-X(file step).zip) or using this QR





GC89_F

BAR CLAMP FOR HOCKEY PUK DEVICES

$F = 12 \text{ kN} \div 24 \text{ kN}$



$D_{max} = 76 \text{ mm}$



$S = 2 \div 136 \text{ mm}$



$T_{op} = -30 \div 230 \text{ }^{\circ}\text{C}$



Scan this QR code to download this datasheet

To display 3D Images correctly, please use last version of Acrobat PDF Reader <https://get.adobe.com/it/reader/>

(Once the application has started, click the Options button and then select: "Trust this document one time only", then click on the 3D image and wait until the upload is complete)

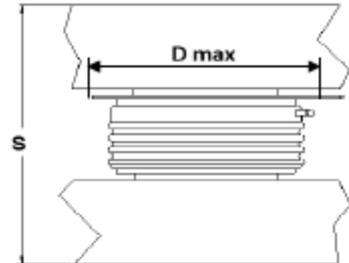
Characteristic	Unit	Types	Testing conditions	Values		
				Min	Typ	Max
F	Clamping Force	kN		12		24
ΔF	Clamping Force tolerance	%				$\pm 10\%$
V_{ins}	Insulation Voltage	V	50 Hz, RMS, 60 s		3000	
D_s	Surface creepage distance	mm			28	
D_a	Air strike distance	mm			20,3	
m	Mass	g	GC89S...F	590		720
			GC89B...F	980		1150
	Insulating Material		Polyphenylene Oxide			PPO
			Polyphenylene Sulfide			PPS
	UL Files		PPO			E121562
			PPS			E95746
T_{op}	Operating temperature range	$^{\circ}\text{C}$	PPO	-30		110
			PPS	-30		230
CTI	Comparative Tracking Index	V	PPO	According to UL746	225,0	
			PPS	According to IEC112/3rd	250,0	
	Flammability	mm	PPO	UL94 V-1 Flame class rating	1,5	
				UL94 V-0 Flame class rating	6,0	
		PPS	UL94 V-0 Flame class rating	1,6		

ORDERING INFORMATION TABLE

Use this part numbering system to order

GC89	B	N	B	A	24	F	S	H	X	L	0
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	

(1) Construction type:	B - with reaction bar S - without reaction bar
(2) Insulator position:	N - on load bar R - on reaction bar
(3) Insulator code:	- - no insulating cup other : see table below
(4) Bolt code:	- - no bolt 1 - only D8 special washers, no bolts other : see table below
(5) Clamping force (in kN):	12 kN ÷ 24 kN, with step of 1 kN
(6) Special accessories	blank - no accessories S - extra bar spacer (*)
(7) Insulating cup material	0 - standart PPO insulating cup H high temperature PPS insulating cup
(8) Bolt steel type	0 - standart 8.8 steel bolts X - A2 stainless steel bolts (**)
(9)-(10) Bars thickness	0 0 - standart bars thickness (20 mm) L 0 - low profile bars thickness (15 mm) 0 1 - load bar (20 mm)- reaction bar (15 mm) 0 F - load bar (20 mm)- reaction bar (15 mm) with 5.5 mm aux holes L F - load bar (15 mm)- reaction bar (15 mm) with 5.5 mm aux holes



S: Total thickness of the assembly to be clamped
D max : Max inner diameter allowable

(*) Needed to reduce S_{min} if a lower allowed clearance is required

(**) Suggested for high current applications, magnetic sensitive applications or any application working in very high E.M. fields

Type GC89BN...F: suggested insulator/bolt types

Allowed clearance S		Insulator choice		Bolt choices		Max height
S_{min} [mm]	S_{max} [mm]	(3)	Ins. Length [mm]	(4)	Bolt Length [mm]	T [mm]
2	16	Z	34	U	70	92
7	21	Z	34	V	75	97
12	26	A	50	W	80	102
22	36	A	50	Y	90	112
32	46	B	70	Z	100	122
42	56	B	70	A	110	132
52	66	B	70	B	120	142
56	76	C	95	C	130	158
66	86	C	95	D	140	168
76	96	C	95	E	150	178
86	106	D	120	F	160	188
96	116	D	120	G	170	198



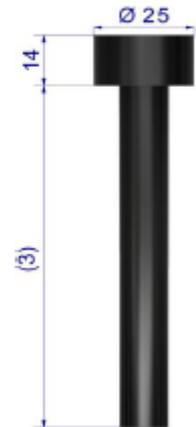
Type GC89BR...F: suggested insulator/bolt types

Allowed clearance S		Insulator choice		Bolt choices		Max height
S_{min} [mm]	S_{max} [mm]	(3)	Ins. Length [mm]	(4)	Bolt Length [mm]	T [mm]
2	16	Z	34	U	70	104
7	21	Z	50	V	75	109
12	26	A	50	W	80	114
22	36	A	50	Y	90	124
32	46	A	50	Z	100	134
42	56	B	70	A	110	144
52	66	B	70	B	120	154
56	76	C	95	C	130	164
66	86	C	95	D	140	174
76	96	C	95	E	150	184
86	106	D	120	F	160	194
96	116	D	120	G	170	204



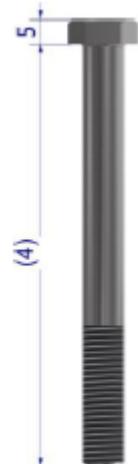
Type GC89SN...F: suggested insulator/bolt types

Allowed clearance S		Insulator choice		Bolt choice		Max height
S _{Min} [mm]	S _{Max} [mm]	(3)	Ins. Length [mm]	(4)	Bolt Length [mm]	T [mm]
2	16	Z	34	U	70	78
7	21	Z	34	V	75	83
12	26	A	50	W	80	88
22	36	A	50	Y	90	98
32	46	B	70	Z	100	108
42	56	B	70	A	110	118
52	66	B	70	B	120	128
56	76	C	95	C	130	138
66	86	C	95	D	140	148
76	96	C	95	E	150	158
86	106	D	120	F	160	168
96	116	D	120	G	170	178

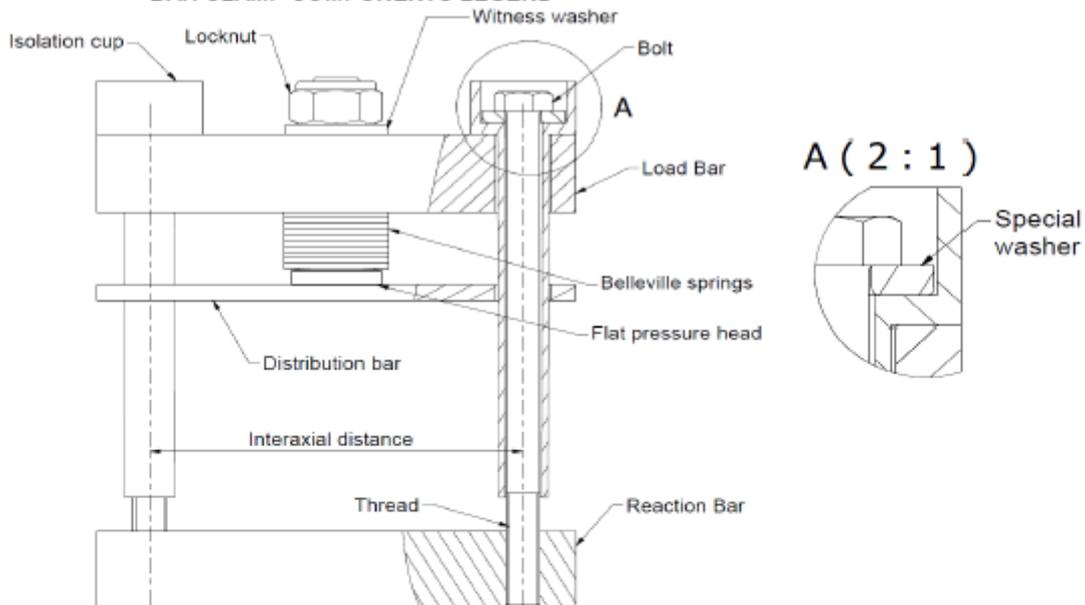


Type GC89SR...F: suggested insulator/bolt types

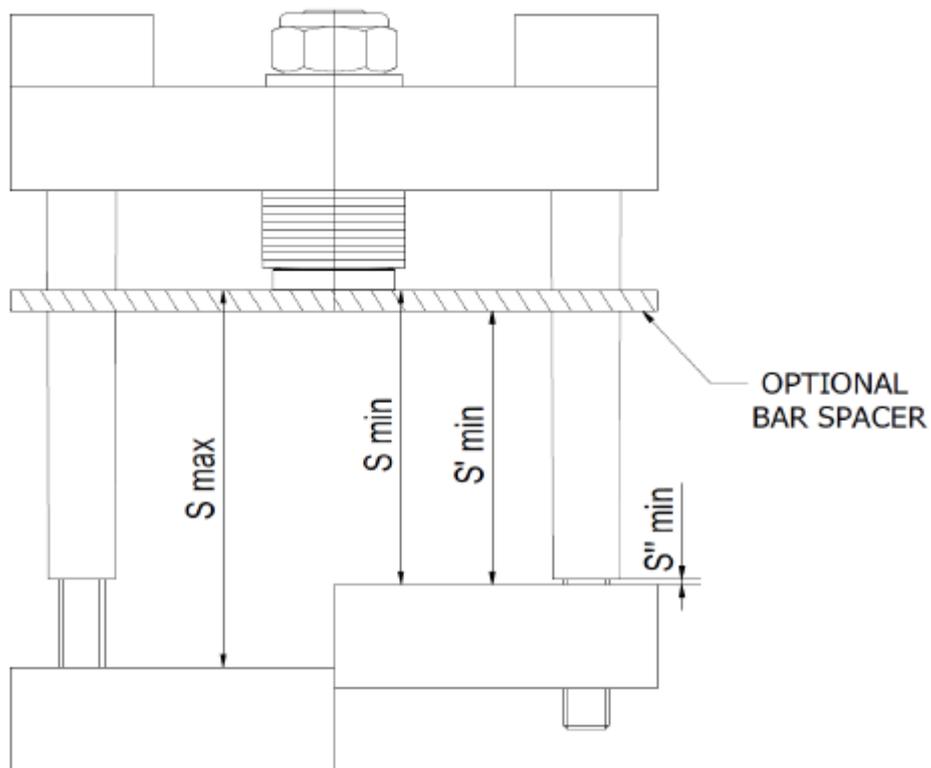
Allowed clearance S		Insulator choice		Bolt choice		Max height
S _{Min} [mm]	S _{Max} [mm]	(3)	Ins. Length [mm]	(4)	Bolt Length [mm]	T [mm]
22	36	Z	34	U	70	104
27	41	Z	34	V	75	109
32	46	A	50	W	80	114
42	56	A	50	Y	90	124
52	66	B	70	Z	100	134
62	76	B	70	A	110	144
72	86	B	70	B	120	154
76	96	C	95	C	130	164
86	106	C	95	D	140	174
96	116	C	95	E	150	184
106	126	D	120	F	160	194
116	136	D	120	G	170	204



BAR CLAMP COMPONENTS LEGEND



Document GC89_FT006

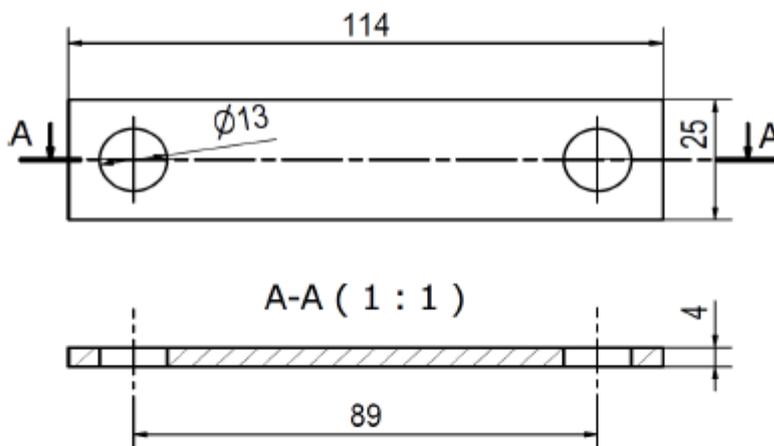


$S''_{min} = 1 \text{ mm}$ (minimum clearance between insulator and reaction bar)

SPECIAL ACCESSORIES

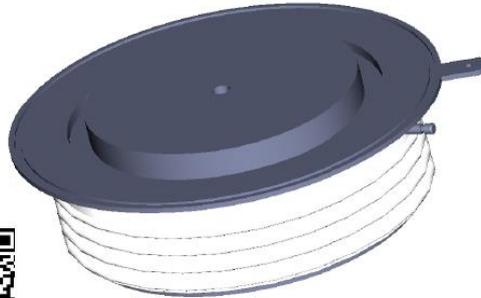
The following special accessories are available on request (see ordering information table)

Bar spacer



Dimensions in mm - Tolerances according to ISO 2768 MK

In the interest of product improvement Green Power Solutions reserves the right to change any specification given in this data sheet without notice.



GPTP2199

PHASE CONTROLLED SCR

High reliability operation
DC power supply
AC drives

VOLTAGE UP TO	1800 V
AVERAGE CURRENT	1990 A
SURGE CURRENT	36 kA

BLOCKING CHARACTERISTICS

Characteristic	Conditions	Value
VRRM	Repetitive peak reverse voltage	1800 V
VRSM	Non-repetitive peak reverse voltage	1900 V
VDRM	Repetitive peak off-state voltage	1800 V
IDRM	Repetitive peak off-state current, max.	VDRM, single phase, half wave, T _j = T _{jmax}
IRRM	Repetitive peak reverse current, max.	VRRM, single phase, half wave, T _j = T _{jmax}

ON-STATE CHARACTERISTICS

I _{T(AV)}	Average on-state current	Sine wave, 180° conduction, Th = 55 °C	1990 A
I _{T(RMS)}	R.M.S. on-state current	Sine wave, 180° conduction, Th = 55 °C	3126 A
I _{TSM}	Surge on-state current	Non rep. half sine wave, 50 Hz, V _R = 0 V, T _j = T _{jmax}	36 kA
I ² t	I ² t for fusing coordination		6480 kA ² s
V _{T(TO)}	Threshold voltage	T _j = T _{jmax}	0.80 V
r _T	On-state slope resistance	T _j = T _{jmax}	0.178 mΩ
V _{TM}	Peak on-state voltage, max	On-state current I _T = 2900 A, T _j = 25 °C	1.40 V
I _H	Holding current, max	T _j = 25 °C	300 mA
I _L	Latching current, typ	T _j = 25 °C	700 mA

TRIGGERING CHARACTERISTICS

V _{GT}	Gate trigger voltage	T _j = 25 °C, V _D = 5 V	3.5 V
I _{GT}	Gate trigger current	T _j = 25 °C, V _D = 5 V	300 mA
V _{GD}	Non-trigger voltage	V _D = 67% VRRM, T _j = T _{jmax}	0.25 V
P _{GM}	Peak gate power dissipation	Pulse width 100 μs	150 W
P _{G(AV)}	Average gate power dissipation		2 W
I _{FGM}	Peak gate current		10 A
V _{FGM}	Peak gate voltage (forward)		30 V
V _{RGM}	Peak gate voltage (reverse)		5 V

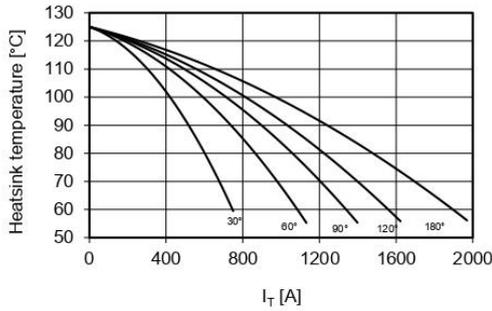
SWITCHING CHARACTERISTICS

di/dt	Critical rate of rise of on-state current	T _j = T _{jmax}	200 A/μs
dV/dt	Critical rate of rise of off-state voltage	T _j = T _{jmax}	1000 V/μs
t _q	Turn-off time, typ	T _j = T _{jmax} , I _T = 1000 A, di/dt = -20 A/μs	μs
		V _R = 50 V, V _D = 67% VDRM, dV/dt = 20 V/μs	

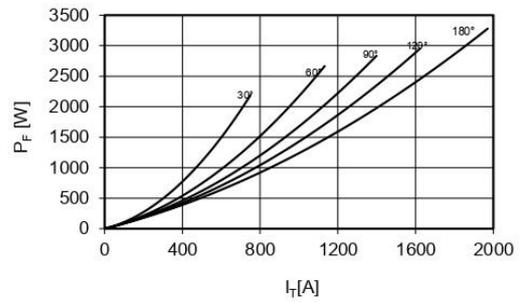
THERMAL AND MECHANICAL CHARACTERISTICS

R _{th(j-c)}	Thermal resistance (junction to case)	Double side cooled	0.015 °C/W
R _{th(c-h)}	Thermal resistance (case to heatsink)	Double side cooled	0.006 °C/W
T _{jmax}	Max operating junction temperature		125 °C
T _{stg}	Storage temperature		-40 / 125 °C
F	Clamping force ± 10%		23 kN
	Mass		500 g

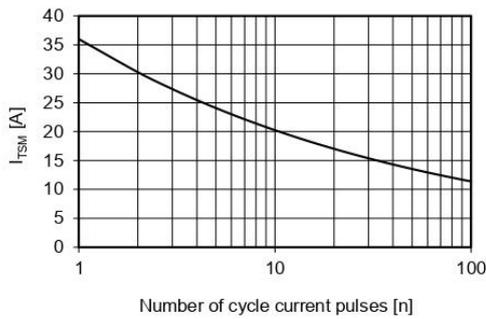
Current rating - sine wave



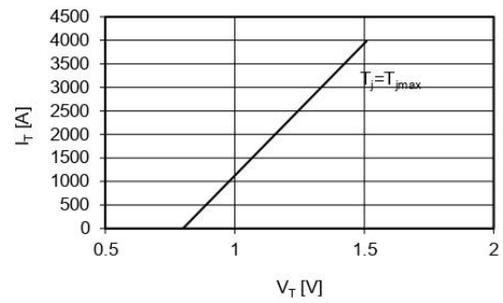
Power loss - sine wave



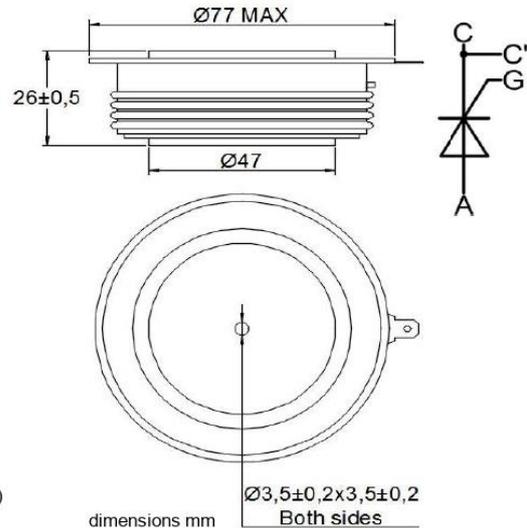
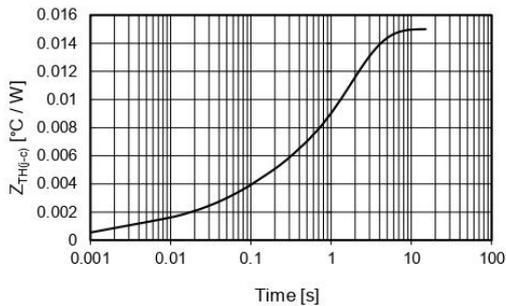
Maximum surge current d.s. cooled



On-state voltage drop



Thermal impedance (j-c)



Ordering information GPTP2199-VVGL

- VV**: blocking voltage / 100 (e.g. 18 for 1800 V)
- G**: trigger lead type (**S** = straight **T** = twisted **blank** = no leads)
- L**: trigger lead length x 100mm (**3 - 4 - 5 - 7 blank** = no leads)

In the interest of product improvement Green Power Solutions reserves the right to change any specification given in this data sheet without notice.

Conclusioni

All'interno di questa tesi, realizzata grazie alla collaborazione con Green Power Solutions S.R.L., si pone l'attenzione su due dei più popolari sistemi di compressione per componenti elettronici di potenza in configurazione *press-pack*: i *box clamp* e i *bar clamp*.

All'interno della prima parte della tesi, vengono inizialmente presentati i componenti a disco *press-pack* e vengono descritte le strutture *standard*, i criteri di funzionamento e le procedure di serraggio e smontaggio di *box clamp* e *bar clamp*.

Nello specifico, per quanto riguarda i *box clamp*, è stata esposta la logica seguita per determinare la corretta composizione sottolineando l'elevata variabilità del carico associata alla tolleranza sullo spessore nominale del componente elettronico compresso. Per quanto riguarda invece i *bar clamp*, ci si è soffermati sulle fasi di assegnazione del precarico al pacco molle e del successivo serraggio del *clamp* sul modulo; in particolare, sono state evidenziate le difficoltà associate al tradizionale serraggio manuale, esponendo la necessità di sviluppare nuove procedure di serraggio dedicate ai *bar clamp* dotati di lunghi tiranti filettati, come nel caso del nuovo *clamp* progettato, il TECMV-X.

All'interno della seconda parte della tesi, di carattere più sperimentale e operativo, sono state dimensionate le parti meccanicamente più sollecitate del nuovo TECMV-X ed è stato validato un nuovo modello di serraggio per *clamp* dotati di lunghi tiranti filettati, come il TECMV-X stesso.

Prima di dimensionare la barra di carico del nuovo TECMV-X, è stata inizialmente condotta la verifica statica della barra di carico di un *bar clamp standard* GC89. A partire dal modello storicamente utilizzato per il dimensionamento, trave di de Saint Venant doppiamente appoggiata con carico concentrato in mezzzeria, è stato determinato il coefficiente di sicurezza statico CS utilizzato per dimensionare questa barra di carico. Dalla verifica analitica è emerso come il valore della tensione massima in mezzzeria fosse leggermente superiore alla tensione limite di snervamento del materiale della barra di carico stessa. In assenza di dati certi associati al comportamento reale della barra di

carico, è stato quindi deciso di verificare i dati ricavati dalla verifica statica con i valori ricavati dall'analisi FEM condotta sulla barra di carico sotto esame. La vicinanza tra i valori di tensione massima ottenuti dal modello analitico e i risultati della simulazione FEM confermano la necessità di dover trovare delle soluzioni per incrementare il fattore di sicurezza statico previsto in fase di progettazione. A partire da questa considerazione, all'interno della tesi si procedere con la progettazione e il dimensionamento della barra di carico del nuovo TECMV-X.

Dopo aver dimensionato la barra di carico, sono stati presentati i risultati delle prove di trazione, condotte per caratterizzare meccanicamente il materiale innovativo scelto per i tiranti filettati del TECMV-X, il Durostone EPR S1. A partire dai risultati ricavati, è stata eseguito il dimensionamento statico dei tiranti filettati.

Infine, dopo aver dimensionato le parti meccanicamente più sollecitate del TECMV-X, è stato esposto e verificato sperimentalmente un nuovo modello analitico che descrive il comportamento dei tiranti e dei pacchi molle *Belleville* durante la fase di serraggio del *clamp* condotta sotto pressa. Come confermato delle prove eseguite, il modello analitico presentato permette di determinare analiticamente il minimo carico F_{pressa} , che la pressa idraulica deve applicare sull'intero modulo durante il serraggio, affinché, una volta rimosso il carico e raggiunto il punto di equilibrio tra tiranti e pacchi molle, il *clamp* applichi al modulo il carico desiderato F_{load} .

Bibliografia

- Hoft G., SCR applications handbook, 1974-1977, International Rectifier;
- Mohan N., Undeland M., Robbins P., Power Electronics, 1989-1995, John Wiley & Sons;
- Bianchi E., Tesi: “Progettazione di sistemi di assemblaggio per dispositivi elettronici di potenza”, 1996-1997, università degli studi di Parma in collaborazione con Ansaldo.
- G. Petrucci, dispense “Lezioni di Costruzione di Macchine – 10. PROPRIETÀ DEI MATERIALI E PROVE MECCANICHE”, Università degli studi di Palermo
- Catalogo SCHNORR. Link per il sito: <https://www.schnorr-group.com/it/prodotti/molle-a-tazza/molle-a-tazza-norma>
- Datasheet GPTP2199. Link per il datasheet: <https://gpsemi.it/wp-content/uploads/2018/08/GPTP2199.PDF>
- Technical Data Sheet del Durostone EPR S1, Roechling. Link per il datasheet: <https://www.roechling.com/it/industrial/materiali/composites/gfk/gfk-ep/durostone-epr-s1-710054>
- ASTM D638 - Link per il PDF: <https://borgoltz.aoe.vt.edu/aoe3054/manual/expt5/D638.38935.pdf>
- Immagine disposizione molle a tazza: <https://www.ilprogettistaindustriale.it/molle-a-tazza/>
- Immagine tratta dal datasheet del 5STP 10T1600 ABB. Link al datasheet: <https://it.asenergi.com/products/thyristors-5stp/5stp10t1600.html>
- Tabella sezioni resistenti: https://www.romatrestrutture.eu/data/steel_and_reinforced_concrete_structures/4b%20-%20Materiale%20utile%20per%20lo%20svolgimento%20delle%20esercitazioni/Propriet%C3%A0%20geometriche%20dei%20bulloni.pdf