



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

**Progetto di un sistema di adattamento per
l'installazione di una cella di carico e di
una prolunga sulla barra pretensionata
della Split Hopkinson Bar**

Design of an adaptation system for the installation of a load cell
and an extension on the pre-tensioned bar of the Split Hopkinson
Bar

Relatore:

Marco Sasso

Tesi di laurea di:

Filippo Moroni

Anno Accademico 2019/2020

Sommario

La barra di Hopkinson è un apparato sperimentale che permette di realizzare prove su materiali ad alta velocità di deformazione, ricavando informazioni utili allo studio dei processi tecnologici di formatura che avvengono ad alta velocità, come la formatura di lamiera, ma anche nello studio di impatti e crash test, urti e test balistici. Nella versione modificata, detta Split Hopkinson Bar, si va a pretensionare una barra, detta barra pretensionata, che attraverso un sistema di rilascio permette di generare un'onda di tensione in una successiva barra, detta di input e trasmetterne parte attraverso il provino di materiale di interesse sperimentale; l'onda poi trasmessa oltre il provino giunge alla barra di output e viene infine dissipata con un sistema di arresto. L'attività progettuale si è basata sull'esigenza di ottenere onde di tensione con lunghezza d'onda differenti. Da un punto di vista teorico, la lunghezza d'onda può essere fatta variare facendo variare la lunghezza della barra pretesa. Scopo del progetto è stato quindi quello di andare a ideare e realizzare una barra di prolunga che si potesse adattare completamente all'apparato già esistente, con la possibilità di essere regolata e quindi di poter utilizzare barre pretensionate di lunghezza differente. L'attività ha inoltre richiesto l'implementazione di una nuova cella di carico, adatta a performare test sia di compressione sia di trazione; l'inserimento del dispositivo nel contesto già presente ha richiesto la progettazione anche di un componente di adattamento, che potesse far interfacciare e collegare la prolunga e la cella di carico con il sistema di pretensionamento, costituito da un martinetto elettro-attuato con vite senza fine. L'attività progettuale si è avvalsa del supporto di software informatici come Solid Edge e Ansys R1. Con il primo, è stato possibile realizzare i modelli CAD delle varie componenti e realizzare l'assieme complessivo, andando a verificarne eventuali problemi di accoppiamento, problemi di peso o anche di ingombro. In aggiunta, con Solid Edge è stata realizzata una breve analisi agli elementi finiti con una verifica statica dei vari componenti. Con Ansys si è invece realizzata una simulazione agli elementi finiti considerando anche tutto il transiente successivo al rilascio quasi istantaneo della barra, andando a valutare la possibilità di amplificazioni dell'onda di tensione nel suo propagarsi; l'analisi dinamica ha verificato l'assenza del superamento di valori di tensione pericolosi per la resistenza delle varie componenti, parti della prolunga e sistema di adattamento.

Indice

1. Introduzione.....	pag. 4
2. Apparato preesistente della barra di Hopkinson.....	pag. 7
3. Scelta della cella di carico.....	pag. 10
4. Progettazione preliminare.....	pag. 11
5. Soluzione ideata.....	pag. 12
• Parte numero 1.....	pag. 14
• Parte numero 2.....	pag.14
• Parte numero 3.....	pag. 15
• Parte numero 4.....	pag. 16
• Componenti di supporto, blocchi anti-svitamento.....	pag. 17
• Parte per adattamento cella di carico.....	pag. 18
6. Analisi FEM, metodo degli elementi finiti.....	pag. 20
• Analisi statica su Solid Edge.....	pag.21
• Analisi dinamica su Ansys R1.....	pag. 21
7. Conclusioni.....	pag. 25
8. Appendice 1 – processo di progettazione e selezione delle idee.....	pag. 26
• Prolunga con funzionamento ad attrito.....	pag. 26
• Prolunga con funzionamento a interferenza o forma.....	pag. 27
9. Appendice 2 – calcoli analitici, massa e resistenza dei componenti.....	pag. 29
• Resistenza della parte tubolare cava con filettatura interna M42 (parte3).....	pag. 29
• Spessore della piastra circolare della parte per l’adattamento della cella di carico.....	pag. 29
• Massa dei componenti.....	pag. 29
10. Ringraziamenti.....	pag. 31
11. Bibliografia.....	pag. 32

Nella figura 1 (pagina precedente), abbiamo la barra di Hopkinson nella sua versione classica che consiste di tre barre allineate, una denominata Striker Bar, che viene sparata contro la prima barra denominata Input Bar, la quale è separata dall'ultima barra, denominata Output Bar, mediante l'interposizione del campione.

Il principio di funzionamento si basa sulla generazione di un'onda di tensione-deformazione e la sua propagazione attraverso i componenti dell'apparato. L'impulso, che si propaga lungo la barra, si trasmette al provino che subisce deformazioni plastiche. Dallo studio della propagazione delle onde nelle barre si risale al comportamento del materiale del provino. Parte dell'onda di tensione viene trasmessa, generando una deformazione trasmessa, ϵ_t , mentre la restante parte viene riflessa, con una conseguente deformazione riflessa, ϵ_r .

Successivamente, nel 1949, Herbert Kolsky (1917 – 1992) pubblicò un articolo sulla misura delle proprietà meccaniche di diversi materiali (polietilene, gomma, PMMA, rame e piombo) ad alte velocità di carico usando una Hopkinson Pressure Bar modificata, in seguito conosciuta come "Kolsky Bar" o "Split-Hopkinson Pressure Bar" (SHPB).

Nella Split Hopkinson Bar si sostituisce il sistema a gas che permette di far urtare il proiettile contro la barra incidente con un'estensione della barra incidente stessa: parte di questa barra viene pretensionata, attraverso un martinetto idraulico (o elettro-attuato) e un contatto unilaterale con un sistema di blocco. Un elemento sacrificale permette il rilascio quasi istantaneo della parte pretensionata, andando a generare l'onda di tensione necessaria nello studio del materiale presente. È detta anche barra frazionata di Hopkinson, proprio per la sua configurazione, costituita appunto da tre barre.

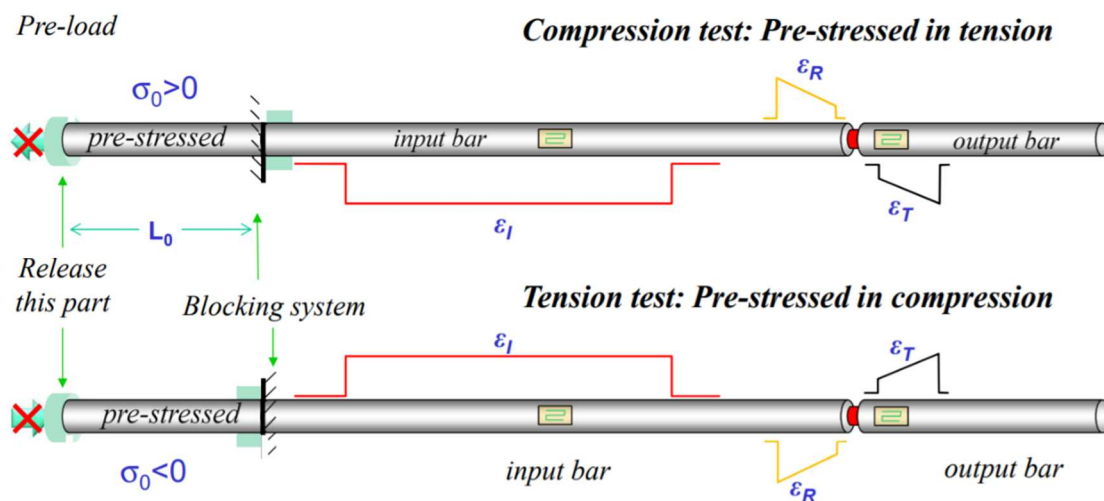


Fig. 2: Barra di Hopkinson frazionata, detta anche Split Hopkinson Bar (o anche versione diretta).

La versione diretta (modificata) permette di andare a realizzare anche test di trazione, invertendo solamente il verso del pretensionamento sulla barra pretesa (pre-stressed) e il contatto unilaterale del sistema di blocco. Su quest'ultimo, andando a rompersi l'elemento sacrificale, costituito da un disco forato di materiale fragile, la tensione si inverte e si propaga nella barra di input. In particolare, la lamina sacrificale viene tranciata a taglio, sotto l'effetto del pretensionamento.

La versione modificata della barra di Hopkinson permette di ridurre l'ingombro dell'apparato e ottenere comunque valori confrontabili dei tempi di salita della curva di tensione, secondo delle ricerche effettuate dal DIISM dell'UNIVPM [1],[2].

Nella versione diretta, la lunghezza della barra pretensionata va a caratterizzare la lunghezza d'onda dell'onda di stress: la necessità di poter realizzare test sia di compressione sia di trazione, unita all'esigenza di poter cambiare la lunghezza d'onda dell'impulso nel provino sono alla base del progetto della prolunga e dell'adattamento della cella di carico.

2. Apparato preesistente della barra di Hopkinson

In questo capitolo entreremo nel dettaglio dell'apparato preesistente presente presso il DIISM di Ancona, andando a valutare i vincoli e le caratteristiche da rispettare nell'implementazione della prolunga per la barra di Hopkinson.

La Hopkinson Bar diretta del DIISM presenta una pretensionata di 3 metri di lunghezza: come già accennato in precedenza la lunghezza d'onda dipende dalla lunghezza della pretensionata ed è teoricamente il doppio della lunghezza di quest'ultima; cambiare la lunghezza della pretensionata permette di ottenere onde con lunghezza d'onda diverse, e quindi anche velocità di deformazione diverse. In figura 3 (sotto) possiamo osservare sopra la trave verde la pretensionata, sopra la bianca la barra di input e sopra la rossa quella di output, e le loro lunghezze.

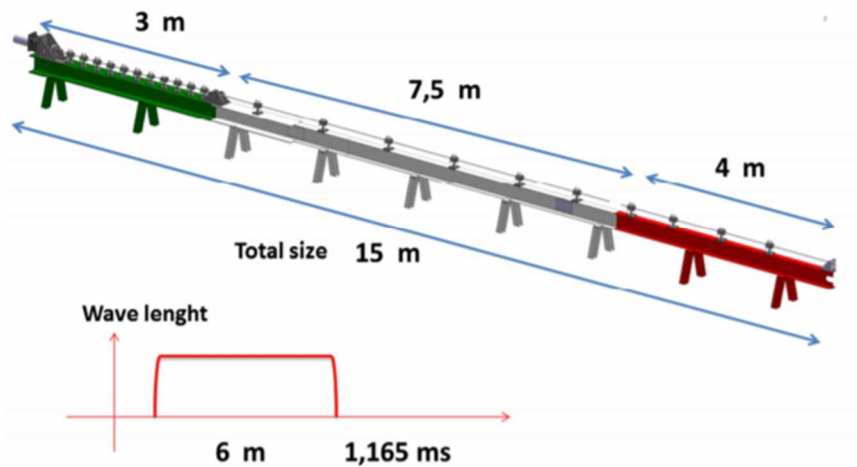


Fig. 3: Schema generale della Split Hopkinson Bar del DIISM e grafico della lunghezza d'onda nel tempo.

Entrando più nel dettaglio, a sinistra della pretensionata troviamo la parte del caricamento del carico, quindi il martinetto e i vari componenti ad esso collegati, come i supporti e una guida lineare con un distanziale, su cui si può montare il sistema di tranciatura; quest'ultimo, come riportato in figura 2, permette il rilascio della barra nel punto dove è collocato. In figura 4 possiamo apprezzare meglio il sistema di pretensionamento, con il martinetto, la vite del martinetto e i supporti; in azzurro possiamo vedere il distanziale con guida lineare, componente che permette alla vite del martinetto un corretto allineamento con la barra. Questo componente sarebbe stato completamente da ridisegnare senza l'adozione del sistema di adattamento per la cella di carico e, nell'ottica di un intervento di modifica meno invasivo possibile, si è scelto di mantenerlo. Nel disegno in 2D in bianco e nero è possibile osservare il sistema di tranciatura: all'interno è contenuto il disco cavo che viene tranciato per il

rilascio (figura 5). Nello schema di figura 2 è proprio qui dove viene rilasciata la barra pretesa.

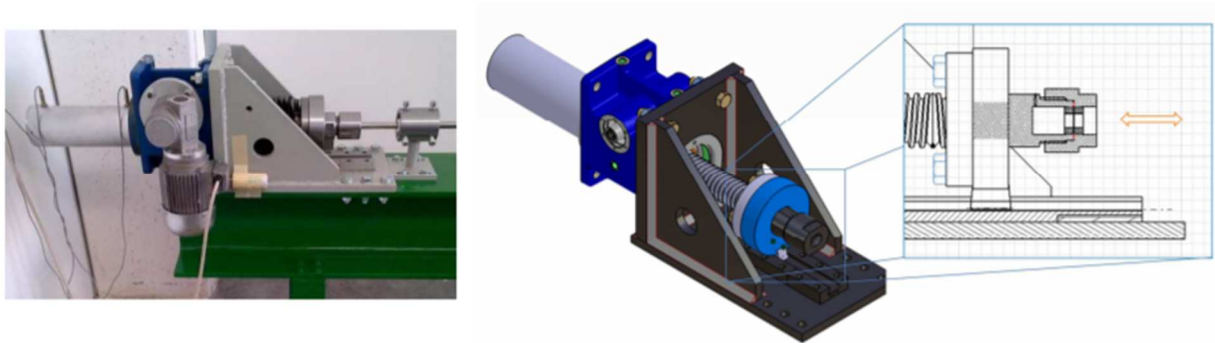


Fig. 4: Sistema di pretensionamento della barra e disegno del sistema di tranciatura.



Fig. 5: Disco cavo di materiale fragile per il sistema di tranciatura, a) prima del test, b) dopo del test.

A destra della pretensionata (figura 3), abbiamo invece il sistema di arresto, che permette di non caricare la barra di input ma solo la pretensionata e, attraverso un contatto unilaterale fornito da un nottolino filettato e avvitato sulla pretesa, trasferire l'onda di tensione nella barra di input.

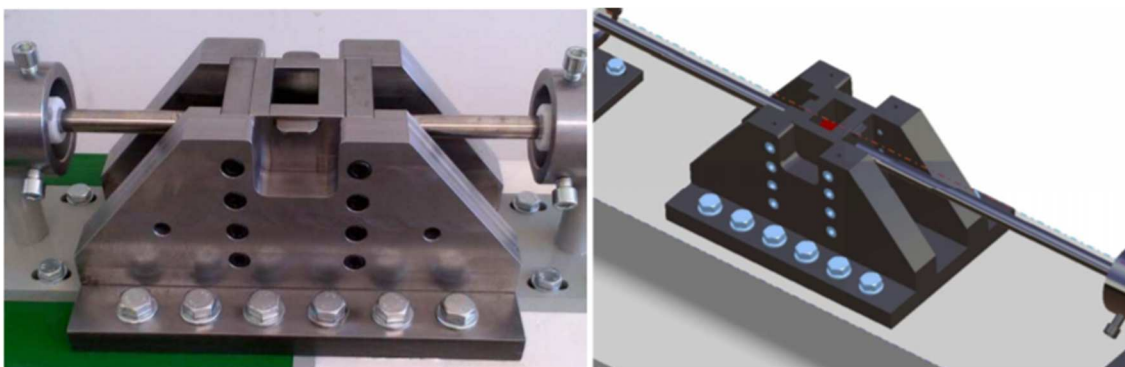


Fig. 6: Sistema di arresto, componente reale in opera e CAD 3D.

Il progetto della prolunga deve quindi andare a collocarsi e integrarsi correttamente con i componenti già presenti nell'apparato sperimentale. Il sistema di tranciatura, soluzione già ideata e funzionante, deve essere mantenuto e riutilizzato

correttamente nella nuova configurazione. Di seguito andiamo ad approfondire la sua analisi attraverso dei disegni CAD e alcune informazioni sulle dimensioni.

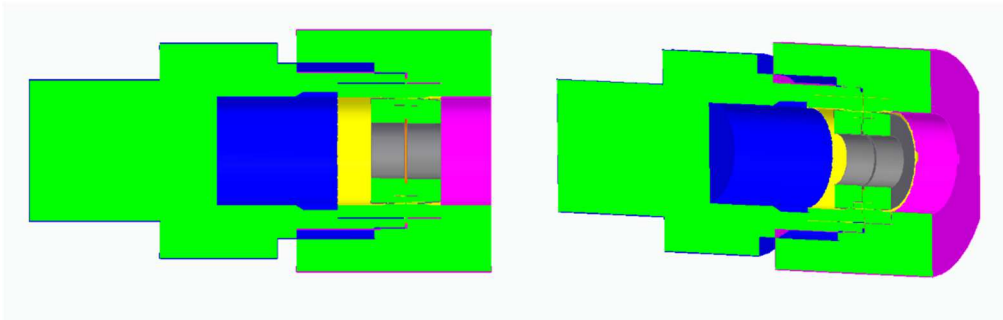


Fig. 7: Sistema di tranciatura visto in sezione, CAD 3D.

Il sistema di tranciatura può essere accoppiato con il distanziale con guida lineare con filettatura M42 (parte blu del sistema di tranciatura). La parte in fucsia è invece la madre vite che si avvita sulla parte blu e dove viene inserita e accoppiata l'estremità filettata della pretensionata (diametro 18 mm), attraverso i due nottolini in grigio. Tra i due nottolini è situato il disco cavo da sacrificare.

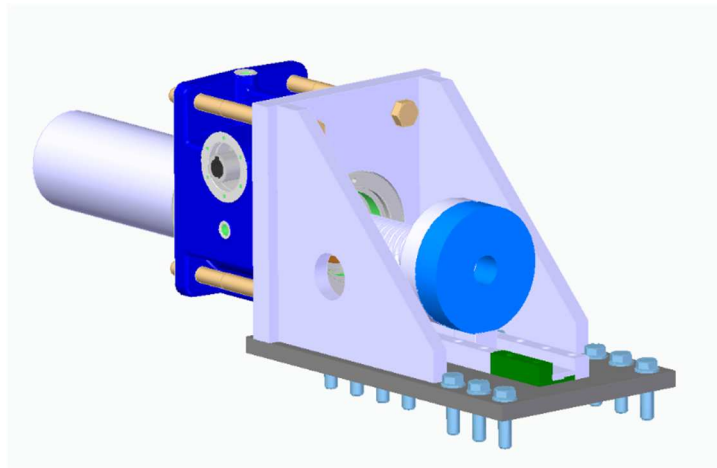


Fig. 8: Sotto-assieme sistema di caricamento, disegno CAD 3D.

Nella figura 8 possiamo apprezzare meglio il distanziale azzurro dove è solitamente montato il sistema di tranciatura; presenta un foro filettato M42 e una guida lineare, come già detto più sopra. Il sistema di caricamento è progettato per poter caricare fino a una forza massima di 10 tonnellate circa (10 tonnellate forza), cioè circa 100 kN.

3. Scelta della cella di carico

Come primo passo, è stato necessario scegliere la cella di carico adatta al tipo di impiego richiesto: la cella deve avere piccolo ingombro assiale, possibilità di misurare sia a trazione sia a compressione; deve inoltre misurare in condizioni dinamiche e avere un fondo scala di 10 tonnellate. Tra le varie opzioni presenti sul mercato, la scelta è ricaduta sulla GEFRAN TC K10M.

Di seguito sono riportate le principali dimensioni meccaniche, figura 9:

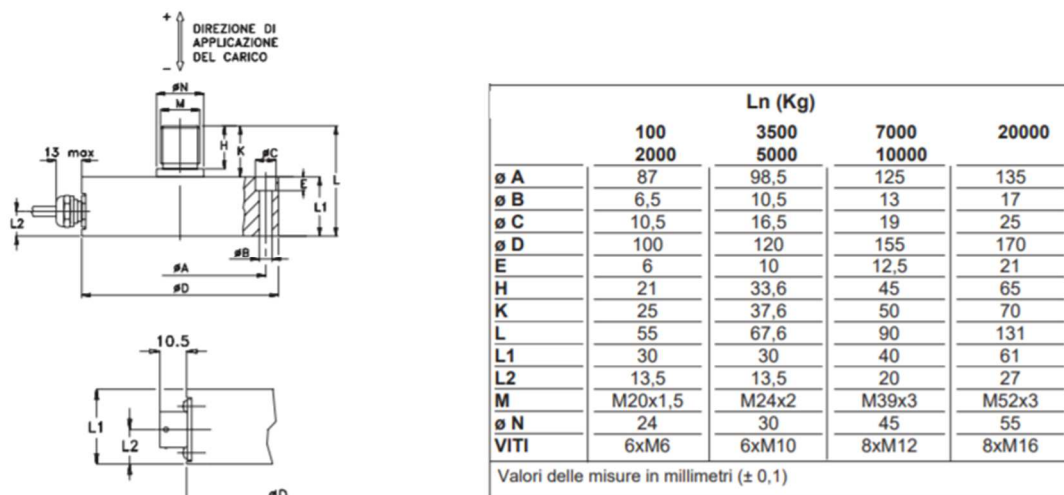


Fig. 9: Dimensioni meccaniche della cella di carico in relazione al modello scelto (il modello con fondo scala da 10 tonnellate fa riferimento alla terza colonna della tabella).

Una volta scelta la cella di carico, si è in possesso di alcuni dati molto importanti nella progettazione della prolunga. La filettatura M di collegamento sul dispositivo, è una M39x3, mentre il collegamento sul lato con superficie più ampia è realizzato con 8 viti M12. Appare già evidente come non sia possibile andare a collegare direttamente la cella di carico con il distanziale, dato che anche nel caso in cui avessimo voluto realizzare nuovamente la filettatura sul distanziale, sarebbe stato impossibile dato che il foro è più grande di quello che è necessario (M42 contro M39x3). Per concludere riportiamo un modello semplificato realizzato in Solid Edge che permette di visualizzare meglio la cella di carico nel suo complesso.



Fig. 10: CAD 3D della cella di carico.

4. Progettazione preliminare

A questo punto del progetto sappiamo con che tipo di filettatura andremo ad agganciare la cella di carico alla prolunga. Analizzando il problema si è deciso di andare a collocare il sistema di tranciatura tra la prolunga e la barra pretesa. La prolunga, affinché si deformi molto meno della pretesa, deve esserne molto più rigida; questo determina che la prolunga dovrà avere una sezione più ampia e quindi più resistente rispetto ai 18 mm di diametro della barra pretesa. Di conseguenza la prolunga sarà molto più pesante della pretesa, con conseguenti effetti inerziali al rilascio del sistema di tranciatura. Date queste premesse la prolunga sarà perciò collocata prima del sistema di tranciatura e solo a valle sarà presente la pretesa, poi collegata con il sistema di arresto con nottolino già incontrato precedentemente nella trattazione e già in opera nell'apparato sperimentale.

Un'ulteriore limitazione a cui deve sottostare la barra di prolunga, è la presenza di supporti con diametro interno di 60 mm circa presenti per limitare gli effetti di instabilità elastica nella barra pretesa.

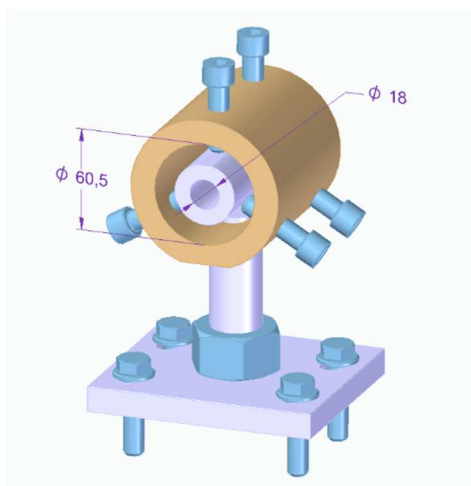


Fig. 11: Singolo supporto per la barra pretensionata già esistente.

Nella figura 11 possiamo vedere meglio i supporti, già visibili diffusamente in figura 3. L'idea è stata quella di mantenerli senza stravolgere la configurazione esistente con il disegno di nuovi supporti. Si è deciso di sfruttare questi supporti andando a togliere i cilindri interni in materiale plastico utilizzati per ridurre l'attrito con la pretesa. Date anche le misure più ricorrenti sui cataloghi delle barre piene in acciaio, si è deciso di optare per un diametro di 55 mm, dato che la successiva misura più ricorrente, 60 mm, sarebbe stata troppo al limite dei 60,5 mm: senza delle tolleranze dimensionali specifiche, ci sarebbero stati problemi di interferenza, risolvibili con lavorazioni specifiche non adatte ai nostri scopi e inutilmente costose.

Nel seguito della trattazione, sarà evidente come il diametro scelto sia sufficiente alla resistenza delle nostre prove sperimentali.

Prima del progetto, la barra pretesa era lunga 3 m: le nuove richieste sperimentali richiedevano una lunghezza della barra pretesa variabile tra i 2,5 m e gli 1,5 m. Di conseguenza queste esigenze si tramutano in esplicite richieste progettuali per la prolunga, che dovrà avere una lunghezza variabile tra i 0,5 m e gli 1,5 m.

5. Soluzione Ideata

Si è deciso di optare per una regolazione su 3 lunghezze differenti: 0,5 m, 1,0 m e 1,5 m. Questa regolazione, come sarà più chiaro sotto, è ottenuta combinando tra loro le varie parti di cui è composta la prolunga. Affinché la prolunga resista alle sollecitazioni del sistema di caricamento e non vari la sua lunghezza a causa delle vibrazioni al rilascio, si è optato per dei collegamenti filettati che in sostanza spezzano la prolunga in 3 parti principali da circa 500 mm e che combinate tra loro, completamente o in parte, riescono a garantire la regolazione sulle 3 lunghezze esposte sopra.

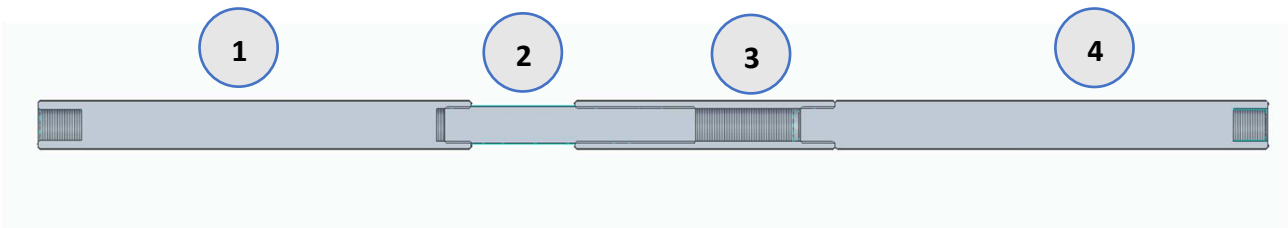


Fig. 12: Sezione longitudinale della prolunga nelle sue 4 parti principali.

Nella figura 12 possiamo osservare una sezione longitudinale della prolunga assemblata nelle sue 4 parti. La parte 1, le parti 2 e 3 combinate e la parte 4, riescono ad apportare 500 mm in lunghezza alla prolunga. Questo fornisce la regolazione vera e propria che serve per connettere barre pretese di lunghezza diverse, rispettando le posizioni delle parti già installate sia nel lato martinetto sia nel lato del sistema di blocco. Per garantire una maggior regolazione la parte 2, una barra piena filettata, è in grado di avvitarsi nella madrevite della barra 3, filettata internamente. Questa regolazione più fine è stata pensata per andare a interagire strettamente con l'estensione della madrevite del martinetto; è possibile anche ottenere lunghezze intermedie solamente regolando i due componenti tra loro. In generale però, la regolazione macroscopica sulle tre lunghezze già esposte è più che sufficiente per gli scopi sperimentali.

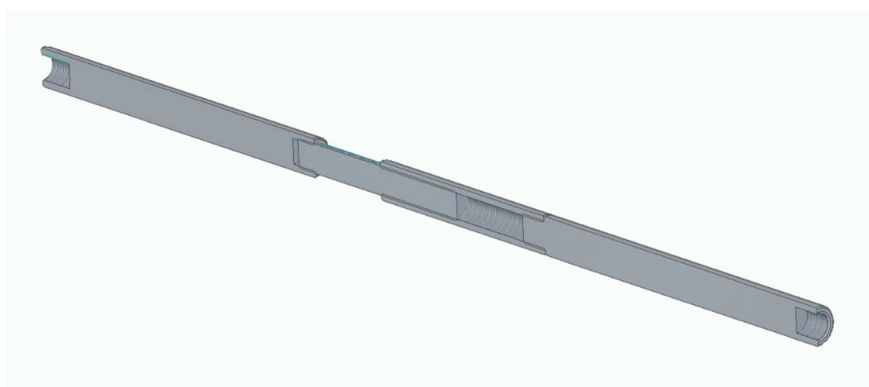


Fig. 13: Sezione della prolunga in una vista libera.

Adesso entriamo più nello specifico nell'analisi e nel disegno delle varie parti che compongono la prolunga.

Parte numero 1:

La parte numero 1 è una barra piena di 500 mm di lunghezza a cui vengono realizzati due fori filettati non passanti e degli smussi. Dalla parte del lato martinetto, viene posta la cella di carico e, come già detto, ha una filettatura M39x3. Ecco che una delle due filettature è già scelta. Nell'ottica appunto della regolazione, la parte numero 1 può essere messa in opera anche singolarmente, quindi deve poter connettersi con il sistema di tranciatura, filettato M42. Questa filettatura diventa obbligatoriamente la filettatura per anche tutti gli altri componenti, dato che è necessario poterli connettere secondo combinazioni diverse. Di seguito riportiamo una semplice vista libera, una vista in sezione del componente e la sua messa in tavola, con le misure che lo caratterizzano.

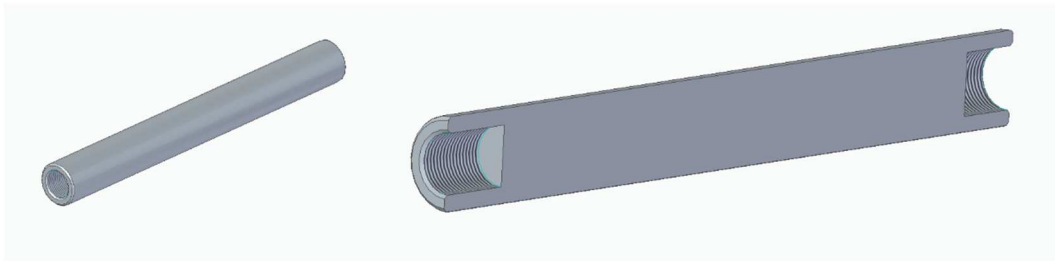


Fig. 14: Parte 1 della prolunga per barra di Hopkinson, vista libera e vista in sezione.

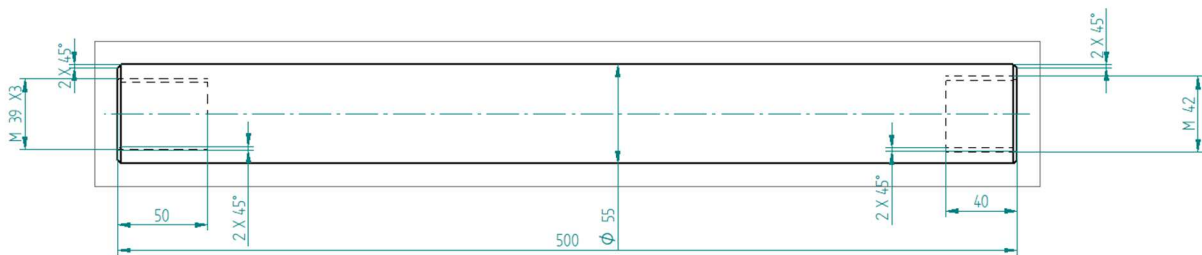


Fig. 15: Disegno con quote in 2D del componente numero 1.

Nel disegno meccanico di figura 15 sono riportate anche le misure secondarie, cioè gli smussi e la profondità dei fori, che rispecchiano le misure dei componenti già esistenti, come l'uscita della cella di carico e la filettatura del sistema di tranciatura.

Parte numero 2:

La parte numero 2 è una semplice barra piena di lunghezza 290 mm a cui viene realizzata una filettatura M42 per tutta la sua lunghezza. Si va ad accoppiare con il foro M42 della parte numero 1 quando è necessaria una prolunga lunga oltre 500 mm. È sempre montata con la parte numero 3, riportata di seguito.

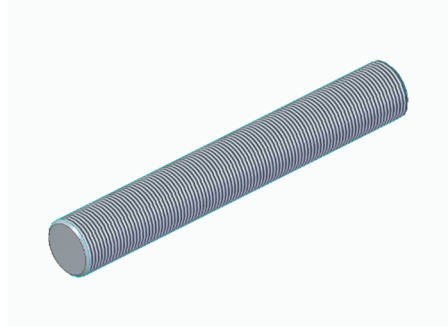


Fig. 16: Vista libera della parte numero 2 della prolunga per la barra di Hopkinson.

Di seguito è riportata la messa in tavola del componente.

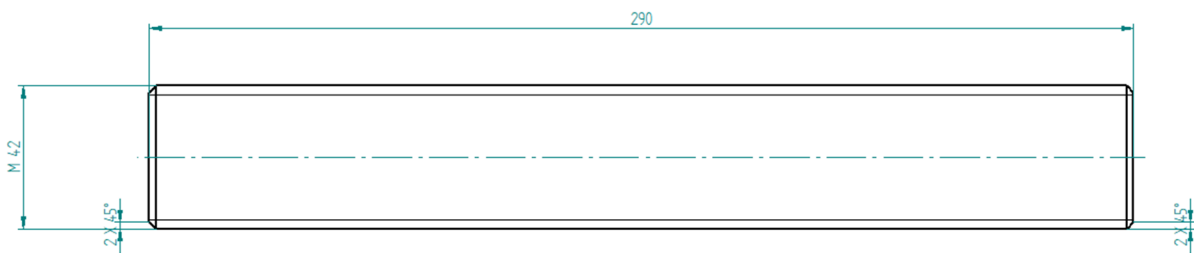


Fig. 17: Disegno con quote in 2D della parte numero 2.

Parte numero 3:

La parte numero 3 va a dialogare strettamente con la numero 2 per via della filettatura M42 per quasi tutta la sua lunghezza interna. Questo componente cavo, lungo 500 mm, permette insieme alla parte numero 2 le regolazioni precise. Nella parte a destra, sempre con filettatura M42 si connette l'ultima parte, il componente numero 4.

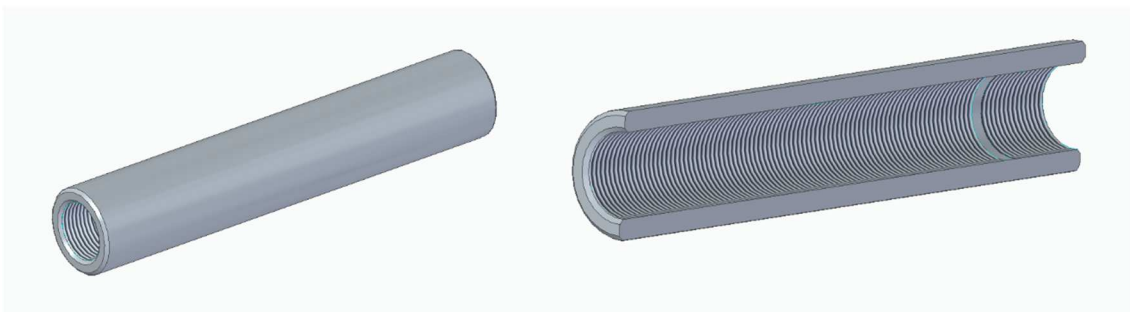


Fig. 18: Vista libera e in sezione della parte numero 3.

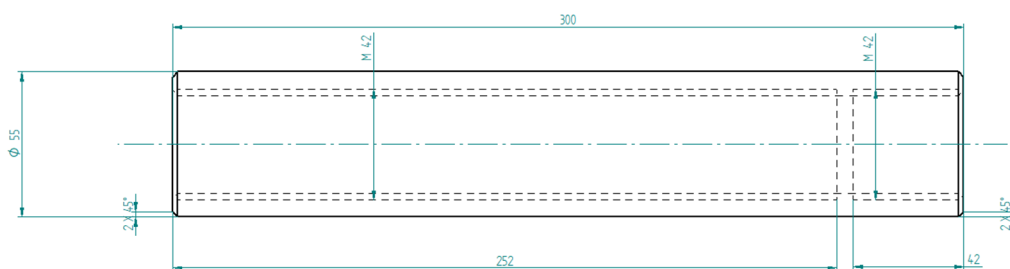


Fig. 19: Disegno con quote 2D del componente numero 3.

Nella messa in tavola di figura 19, componente 3, si può osservare che il componente ha una piccola parte dove internamente non è filettato. Come si può già intuire, questo componente è quello con sezione resistente minore e dato che è vincolato da due dimensioni. La prima è quella esterna del diametro di 55 mm, dato che come esposto sopra, è il valore più grande commerciale che ci consente di non effettuare lavorazioni anche esternamente alla barra; la seconda è la filettatura M42, che nell'ottica della modularità dei componenti e per garantire varie possibilità di montaggio, deve essere la filettatura unica mantenuta nel lato del sistema di tranciatura della prolunga.

Parte numero 4:

La parte numero 4 permette l'ulteriore estensione della prolunga fino ai 1500 mm massimi consentiti. È possibile anche il montaggio della barra 1 con la barra 4, ottenendo una barra rigida di 1000 mm senza possibilità di regolazioni più precise; questo lascia la massima libertà di riutilizzo delle barre nell'ipotesi di un sistema di carico che vada oltre le 10 tonnellate e che quindi richieda dei componenti in grado di resistere a tali sollecitazioni.

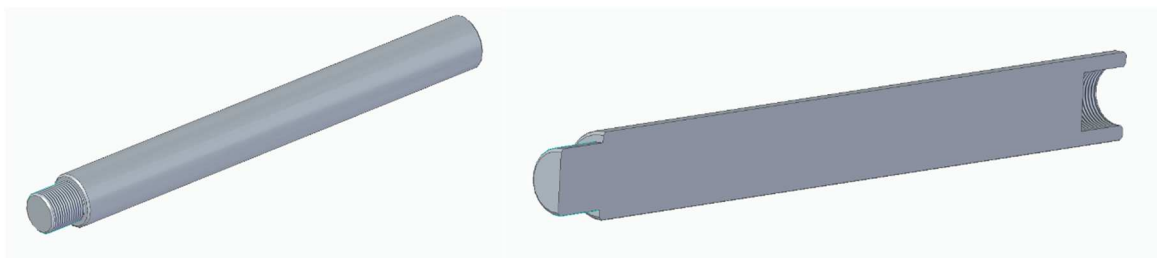


Fig. 20: Vista libera e in sezione del componente numero 4.

Entrambe le estremità sono M42, garantendo l'accoppiamento sia con il sistema di tranciatura, sia con i componenti già incontrati nella trattazione. Di seguito con la messa in tavola esplicitiamo le misure della parte.

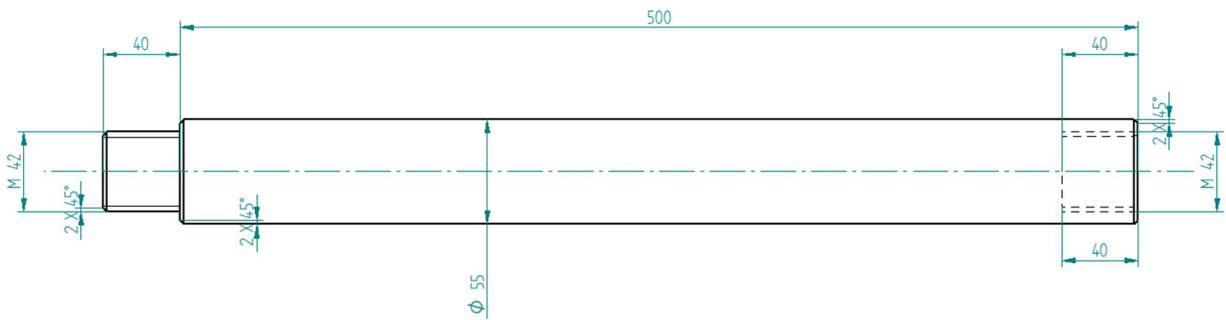


Fig. 21: Disegno quotato 2D della parte numero 4.

Componenti di supporto, blocchi anti-svitamento:

Una volta chiarito il funzionamento e le possibilità della prolunga, si è posto il problema della possibilità che nel rilascio dovuto al sistema di tranciatura, le vibrazioni indotte nella prolunga possano fare allentare e progressivamente svitare i vari componenti tra loro. Si è deciso di andare a realizzare un semplice componente cavo cilindrico con funzione di dado. La scelta non è ricaduta su dei semplici dadi commerciali esagonali dato l'ingombro eccessivo radiale, che sarebbe stato un problema per i supporti da 60,5 mm di diametro preesistenti. Questi componenti, nominati blocchi anti-svitamento, sono dei semplici cilindri cavi filettati con lo stesso diametro delle barre della prolunga. Avvitati e leggermente forzati garantiscono quel piccolo precarico che può aiutare ad evitare lo svitamento. Di seguito vediamo meglio il componente e il suo collocamento nell'assieme complessivo.

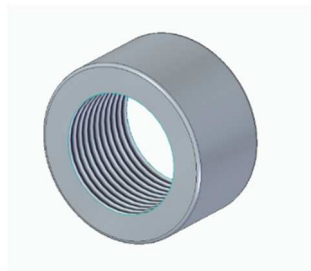


Fig. 22: Blocco anti-svitamento cilindrico.

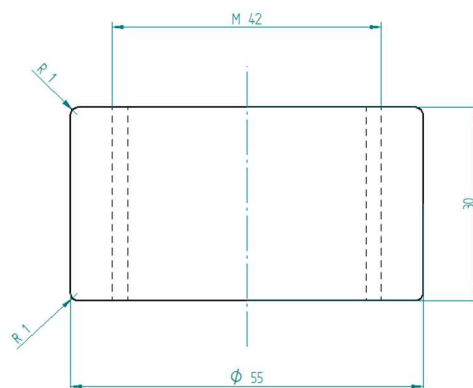


Fig. 23: Messa in tavola di un blocco anti-svitamento.

I blocchi si vanno a collocare sulla barra filettata M42 (parte numero 2) e vengono leggermente forzati sulle battute dei componenti numero 1 e numero 3. Nel disegno non sono riportate le possibili sedi per infilare delle brugole o spine per facilitare l'avvitamento dato che sono esigenze strettamente pratiche e i componenti possono essere modificati successivamente.

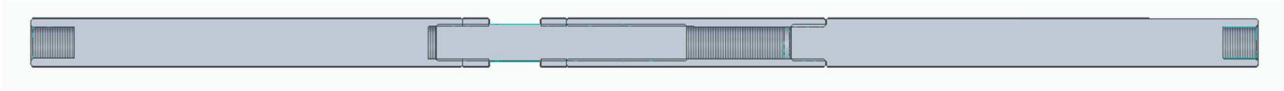


Fig. 24: Sezione della prolunga con la presenza in più dei blocchi anti-svitamento.

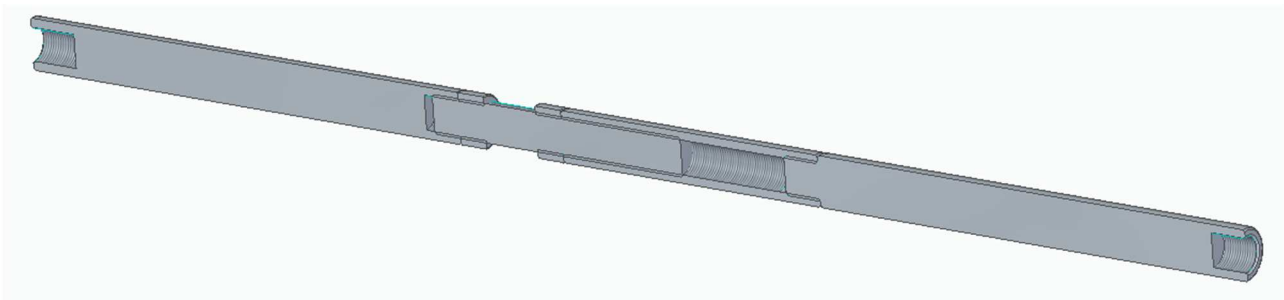


Fig. 25: Ulteriore sezione per chiarire meglio il posizionamento dei blocchi cilindrici.

Parte per adattamento cella di carico:

A questo punto non resta che riuscire a connettere la prolunga, e la cella di carico con il distanziale del lato martinetto, come già ampiamente trattato. Data la conformazione della cella di carico, si è realizzato questo componente di adattamento che si interfaccia con le 8 viti M12 del lato opposto alla prolunga e con la filettatura M42 presente già nel distanziale utilizzata normalmente per il sistema di tranciatura. Di seguito con figure e disegni comprendiamo meglio come si inserisce questo nuovo componente nell'assemblato finale.



Fig. 26: Parte per adattamento cella di carico, vista libera in CAD 3D.

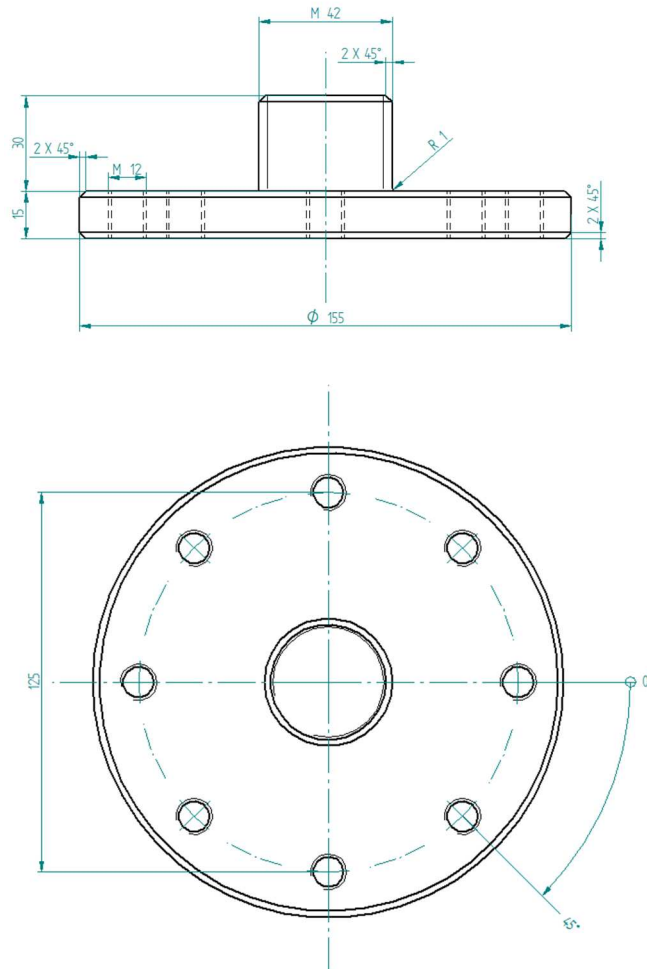


Fig. 27: Messa in tavola per il componente di adattamento per la cella di carico.

La parte di adattamento presenta 8 fori femmina M12 per la cella di carico e lo stesso ingombro radiale: lo spessore del piatto è stato considerato per mandare in presa circa 8 filetti, quindi con buon margine di sicurezza (generalmente sono sufficienti 5/6 filetti per garantire la presa della filettatura).

Nella sezione sottostante possiamo osservare il montaggio complessivo delle varie parti della prolunga, dei blocchi anti-svitamento e della cella di carico, con annessa parte di adattamento.

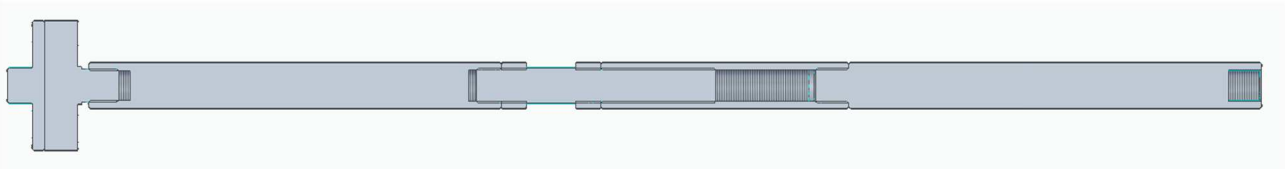


Fig. 28: Sezione della prolunga e degli accessori montati.

6. Analisi FEM, metodo degli elementi finiti

Le simulazioni numeriche agli elementi finiti (FEM) effettuate sulla prolunga e i componenti accessori sono state di due tipi: una di tipo statico, effettuata su Solid Edge, al fine di valutare la resistenza della struttura al caricamento di 12 tonnellate, considerando quindi un 20% di sovraccarico oltre il massimo consentito dalla cella di carico; l'altra invece di tipo dinamico, effettuata su Ansys R1, andando a valutare il rilascio della prolunga alla sollecitazione, andando a valutare possibili sovrapposizioni dei picchi dell'onda di tensione con conseguente possibile raggiungimento di valori eccessivi di tensione nel materiale.

Entrambe le simulazioni sono state eseguite su un nuovo file CAD in formato .STP che non considera la presenza delle filettature, di raggi di raccordo o smussi e dei blocchi anti-svitamento. Le filettature sono state omesse perché in generale sono garantite come più resistenti del nocciolo stesso del componente filettato e avrebbero quindi moltiplicato i calcoli per i programmi risolutivi. Con l'assenza di raggi di raccordo e smussi ci mettiamo in condizioni più severe di quelle poi effettive, ulteriore incentivo alla sicurezza e non complichiamo anche in questo caso il reticolo MESH. Infine, i blocchi anti-svitamento sono omessi perché abbiamo considerato un precarico sulla filettatura molto modesto (serraggio a mano) ed escludendo dal modello la filettatura perdono totalmente di significato, non andando a incidere in alcun modo sulla resistenza dell'assemblato.

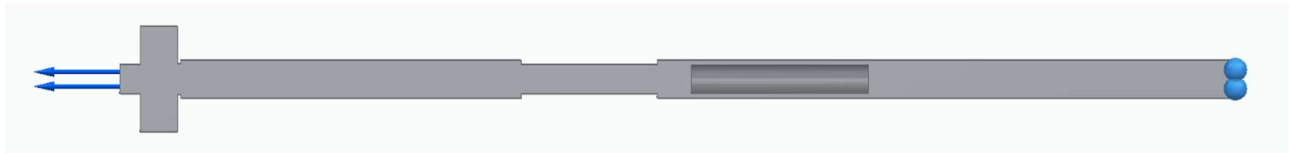


Fig. 29: Modello semplificato della prolunga per barra di Hopkinson e componenti accessori visti in sezione.

Nella figura 29 possiamo osservare il modello semplificato, considerato un blocco unico, l'applicazione dal lato della cella di carico della forza assiale da 12 tonnellate, approssimata a 120 kN e nel lato della tranciatura un vincolo di incastro. In questa maniera è come se il sistema fosse sollecitato a 12 tonnellate poco prima che il disco del sistema di tranciatura sia tagliato, quindi quest'ultimo impedisce lo spostamento assiale dell'estremità destra della prolunga, bloccandolo.

Analisi statica su Solid Edge

Andiamo ora a valutare i risultati della simulazione statica effettuata su Solid Edge, analizzandoli e comprendendo se l'assemblato si trova in condizioni di sicurezza o meno.

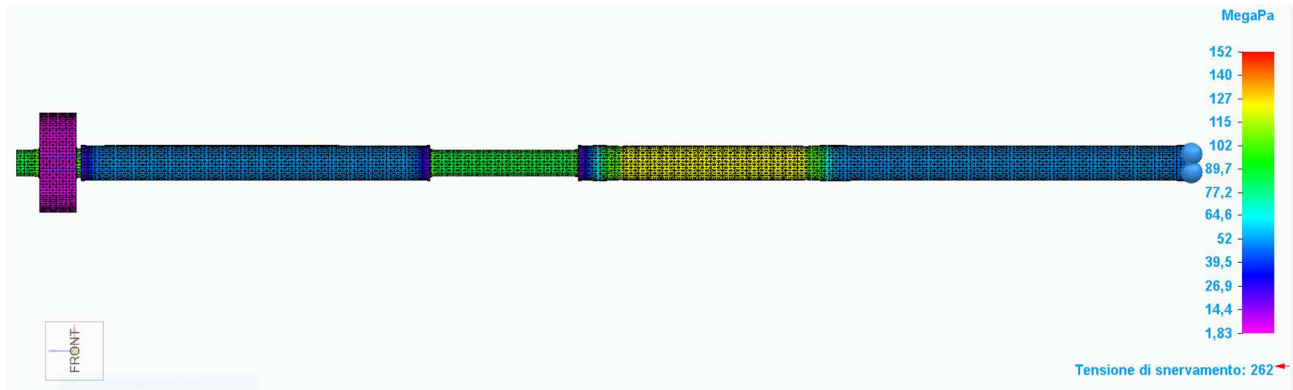


Fig. 30: Risultati della simulazione effettuata su Solid Edge.

La prolunga è stata ipotizzata come se composta da comune acciaio strutturale, con tensione di snervamento 262 MPa. Come è possibile osservare dalla figura 30, i risultati ottenuti con la simulazione permettono di confermare l'ipotesi di partenza sostenuta nella sezione delle parti della prolunga, cioè che il componente numero 3 è la parte più sollecitata della struttura; quest'ultimo presenta infatti la sezione resistente minore, circa 6,5 mm di spessore. Nonostante questo, i valori della tensione in questo tratto non destano preoccupazioni, dato che siamo ampiamente sotto la metà della tensione di snervamento del materiale (dato il colore, giallo, tensione non superiore ai 127 MPa, calcolata con il criterio tensionale di Von Mises). Essendo la forza esterna di 120 kN, quindi oltre il massimo caricabile effettivamente, il tutto ci permette di concludere che staticamente la prolunga lavora in condizioni di ottima sicurezza e che non presenterà problemi di rottura (a meno di eventi accidentali non prevedibili).

Analisi dinamica su Ansys R1

L'analisi dinamica su Ansys è stata svolta andando a sollecitare il modello semplificato della prolunga con una rampa di 1 secondo con una forza da 0 a 120 kN. Al raggiungimento del valore massimo, la forza ritorna a zero in 0,1 ms. La simulazione poi va a durare per un centesimo di secondo, dato che essendo la velocità del suono nell'acciaio, e quindi la velocità di propagazione dell'onda di tensione, circa 5900 m/s, la perturbazione compie circa 20 volte la prolunga per un completo andata e ritorno (lunghezza della prolunga approssimata a 1500mm massimi, anche se con la cella di carico e l'adattamento la lunghezza sarebbe leggermente di più); in ogni caso possiamo affermare che l'onda in questo centesimo di secondo andrà a compiere

almeno 10 volte la lunghezza completa della prolunga e a ritornare indietro. Si può intuire come saranno queste prime riflessioni dell'onda le più pericolose, dato che le successive saranno smorzate dal materiale stesso. Anche in questo caso è stato utilizzato un acciaio strutturale comune, con elasticità e capacità di smorzamento nella media.

Come prima analisi andiamo a riportare il risultato della tensione equivalente secondo Von Mises: scopo di questa valutazione è andare a valutare se effettivamente la zona tubolare del componente numero 3 sia la sezione più sollecitata.

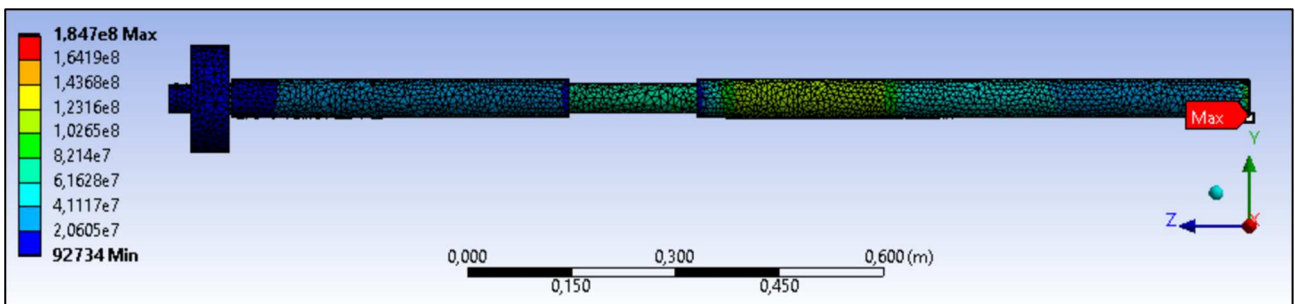


Fig. 31: Tensione equivalente secondo Von Mises, analisi dinamica.

Come evidente in figura 31, la tensione raggiunge nella zona tubolare, un valore al massimo di 143 MPa; questo valore è raggiunto dopo 0,0098 secondi dal raggiungimento del massimo carico sulla prolunga, cioè 120 kN. Sempre in questo istante la simulazione rileva il massimo raggiunto dalla tensione equivalente. Il valore più alto è raggiunto in corrispondenza dell'estremità vincolata ad incastro della barra numero 4. Questo valore ci permette di garantire la sicurezza dell'assemblato per due motivi: il primo è che la tensione raggiunge i 184 MPa, valore assolutamente accettabile, dato che se consideriamo uno snervamento tipico dell'acciaio a circa 260 MPa come nel caso di Solid Edge, questo limite rimane abbastanza distante; il secondo è che l'ottenimento del massimo della tensione in quella zona fa ipotizzare un errore del programma. Analizziamo meglio il fenomeno con la seguente figura.

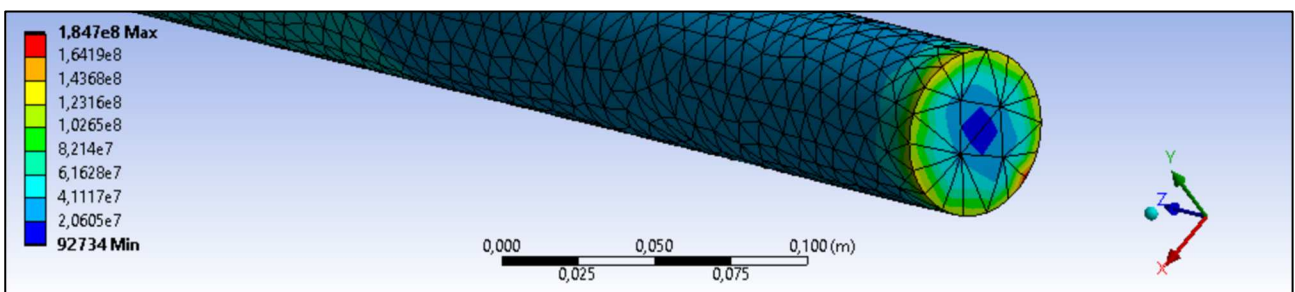


Fig. 32: Ingrandimento sull'estremità incastrata della barra numero 4, tensione equivalente secondo Von Mises.

La zona presenta il massimo sullo spigolo esterno della barra: il programma simulativo fa aumentare la tensione oltre le aspettative in quella zona a causa del reticolo MESH non molto accurato e l'assenza del raggio di raccordo o di uno smusso, omessi nel modello semplificato. La nostra ipotesi, data anche l'asimmetria della zona di massima tensione, è che il programma, date le due condizioni sopra esposte, faccia amplificare la tensione in questa zona. Date queste considerazioni possiamo considerare la zona più sollecitata la zona tubolare, la parte 3. Come già detto è una zona che rimane in sicurezza per tutta la durata della simulazione e quindi anche durante l'effettivo utilizzo. Nell'appendice 2 sono riportati i calcoli sulla verifica statica della sezione che ci confermano la sicurezza della struttura.

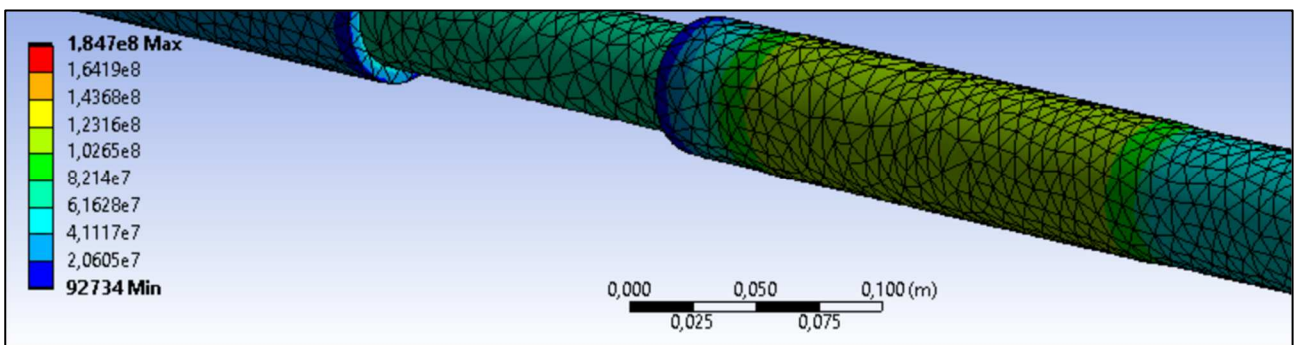


Fig. 33: In giallo la zona tubolare del componente numero 3; questa parte dell'assemblato è la zona effettivamente più sollecitata.

Il valore della tensione nella zona tubolare ha coefficiente di sicurezza di poco meno 2 rispetto allo snervamento e quindi possiamo affermarne l'affidabilità ai carichi che si impiegheranno nell'attività sperimentale, mai superiori a 10 tonnellate, quindi inferiori alle sollecitazioni impartite al modello semplificato.

Approfondiamo lo studio nella pagina seguente con l'analisi della tensione assiale in un punto generico della zona tubolare nel tempo.

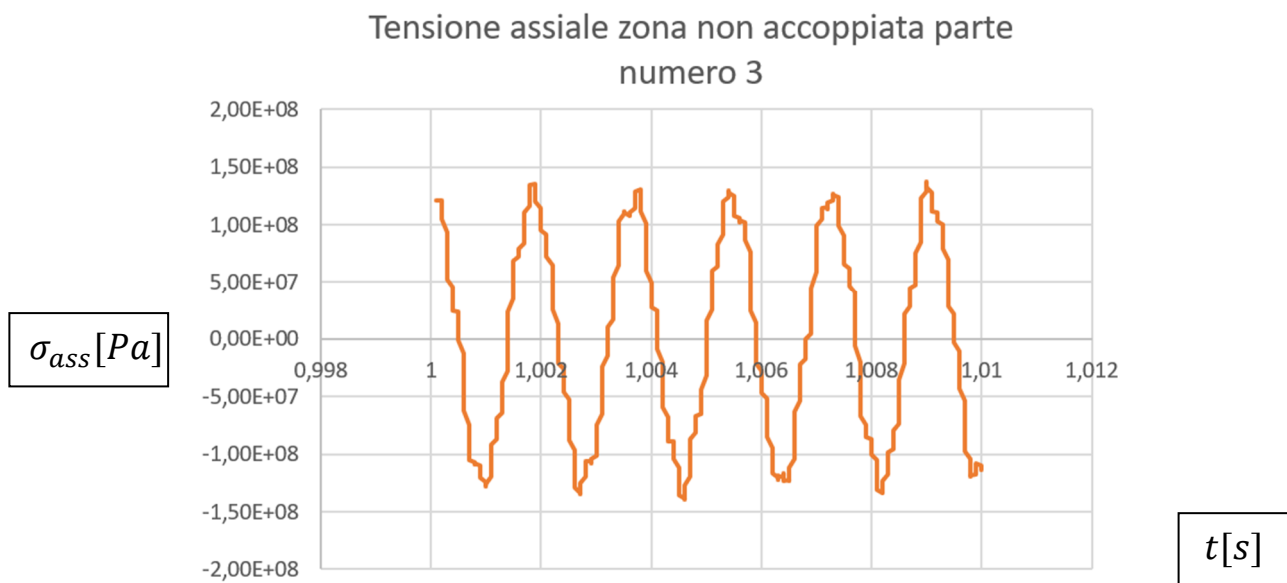


Fig. 34: Andamento della tensione assiale nella zona non accoppiata del componente numero 3 in funzione del tempo.

Nel grafico di figura 34 abbiamo sull'asse delle ascisse il tempo, riportato in secondi, mentre sull'asse delle ordinate la tensione assiale in Pascal. Come ci si poteva aspettare, la tensione assume un andamento ondulatorio dal momento del rilascio in poi, cioè dopo che la forza è stata completamente caricata (1 secondo). La parte di caricamento non è stata riportata per semplicità del grafico, dato che avrebbe mostrato solamente un caricamento lineare della tensione. Da notare nel grafico è una leggera amplificazione della tensione nel secondo e ultimo picco riportato; come discusso precedentemente, l'onda di tensione in seguito alle riflessioni si va leggermente ad amplificare nel ritorno su sé stessa. I valori ottenuti, sempre inferiori a 150 MPa e assolutamente paragonabili a quelli della tensione equivalente, sono di ottima sicurezza, considerando che il modello semplificato è anche sovraccaricato di 2 tonnellate oltre il massimo sostenibile dalla cella di carico. Una simulazione più lunga nel tempo e difficilmente supportabile dai mezzi informatici utilizzati, avrebbe sicuramente evidenziato l'effetto dello smorzamento interno del materiale andando a diminuire progressivamente nel tempo l'ampiezza dell'onda di tensione.

7. Conclusioni

Il lavoro svolto è stato caratterizzato da due fasi principali: la prima, quella di analisi delle esigenze progettuali e dei vincoli che un nuovo assieme, la prolunga per la barra pretesa, ha nell'inserimento in contesto più ampio già presente; la seconda è stata quella di sintetizzare queste richieste, in termini di dimensioni, funzionamento, modularità e sicurezza e andare a trovare una soluzione che sia quella ottimale, più efficiente e che presenti minori inconvenienti. Nello sviluppo delle idee, ci si è avvalso di semplici disegni a mano per dare un'indicazione di massima del progetto e successivamente i disegni sono stati tradotti in file CAD, i quali hanno sicuramente come vantaggio la grande chiarezza e la facilità di modifica. Da un punto di vista dei calcoli, le semplici verifiche analitiche di ingombro e resistenza sono state ottimamente supportate dai software di simulazione, fornendo in maniera immediata informazioni precise. Un problema incontrato nella progettazione della prolunga è stato quello di capire da dove cominciare e stabilire effettivamente che forma dare ai componenti. Di aiuto è stato stabilire fin da subito dei punti fermi, delle richieste specifiche dell'apparato esistente, che hanno sicuramente ridotto le possibilità di progetto e hanno aiutato nel convergere verso una soluzione ottimale. Un altro fattore importante che può aiutare per dare delle linee guida nello studio di un nuovo componente, come nel caso della prolunga, è l'attenta analisi delle soluzioni storicamente già accettate e impiegate; lo studio di componenti e assemblati già in opera permette di cogliere, in base alle scelte di progettazione fatte, quali sono i problemi tipici di quello specifico ambito; nello specifico della prolunga per la barra di Hopkinson, le informazioni sono poche e sicuramente questo è stato un fattore che ha inciso nei tempi e nella scelta delle idee. Altri due fattori sono stati importanti nello sviluppo del progetto: il primo è la semplificazione delle parti e la riduzione al minimo indispensabile delle forme e delle superfici; il secondo è il supporto delle norme tecniche, le quali limitano le possibilità ma allo stesso tempo portano all'adozione di soluzioni più sicure e snelle. In conclusione, riportiamo quali sono i possibili campi di intervento ed analisi per sviluppi successivi: una ancora più affinata analisi agli elementi finiti della prolunga presa questa volta non come un componente unico, cioè il modello semplificato delle nostre analisi, ma come un assieme e quindi considerando le filettature e la possibilità di movimento relativo tra i componenti: in questa direzione possono essere fatte delle analisi sicuramente più approfondite. In ultimo e in aggiunta, il progetto della prolunga potrebbe essere supportato dall'ideazione e la progettazione di nuove soluzioni anti-svitamento, adatte allo specifico problema ma poi anche riutilizzabili in altri contesti applicativi.

8. Appendice 1 – processo di progettazione e selezione delle idee

Scegliere come realizzare la prolunga non è stato un processo immediato. Nel corso dell'attività di tirocinio, si sono avanzate anche altre due idee, rimaste allo stato embrionale, per lo sviluppo della prolunga. Entrambe presentano forti limitazioni di carattere funzionale e/o realizzativo. Entriamo ora nel dettaglio della prima idea pensata, con dei bozzetti realizzati a mano.

Prolunga con funzionamento ad attrito

Questa iniziale idea di prolunga è stata pensata per non andare a realizzare diverse barre pretese ma riutilizzando quella già presente e funzionante. La prolunga in questione avrebbe ottenuto la regolazione andando a forzare sulla barra pretesa che può scorrere nella cavità interna, delle viti, disposte radialmente. Il sistema presenta notevoli problemi di funzionamento e costruttivi; il primo è quello che la posizione del sistema di tranciatura sarebbe stata obbligatoriamente verso il lato martinetto, causando problemi inerziali dovuti all'elevata massa della prolunga al rilascio. Altro problema non indifferente è stabilire effettivamente quanta parte della barra pretesa sia effettivamente libera o no; il forzamento con le viti non è un contatto perfettamente puntuale. In aggiunta, ci si sarebbe potuti imbattere in problemi di attrito e usura. Per limitare lo scorrimento e garantire un elevato coefficiente di attrito sulla pretesa, si era pensato di inserire nella cavità della prolunga una lamina cilindrica di un materiale con un elevato coefficiente di attrito rispetto all'acciaio. Date le evidenti problematiche operative, questa prima soluzione è stata subito abbandonata.

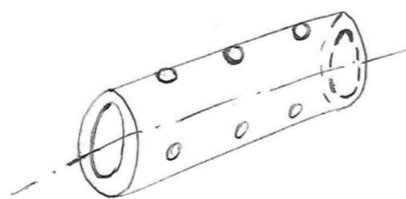


Fig. 35: Bozzetto in assonometria della prolunga con funzionamento ad attrito.

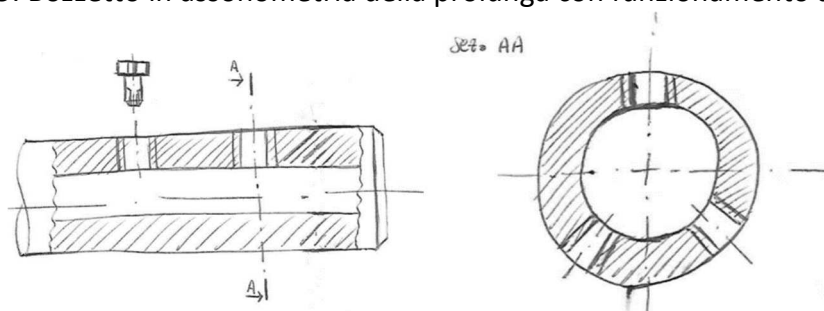


Fig. 36: Sezione longitudinale e trasversale della prolunga; come si può osservare erano state ipotizzate varie sezioni con almeno 3 viti disposte tra loro a 120°.

Prolunga con funzionamento a interferenza o forma

Un'altra possibile soluzione di prolunga è stata quella basata sul trasferimento del carico e dello spostamento con un accoppiamento di forma. La prolunga, composta da più parti, permette lo scorrimento relativo di una parte dentro l'altra, un funzionamento stile "telescopico". Si possono bloccare assialmente le due parti tra loro attraverso una rotazione relativa di una parte contro l'altra. Nelle seguenti immagini comprendiamo meglio il funzionamento.

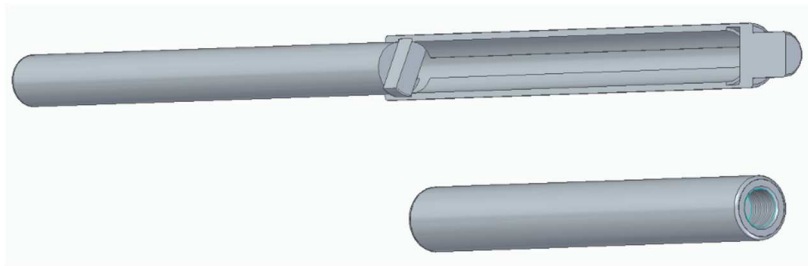


Fig. 37: Prolunga con accoppiamento di forma realizzata su CAD 3D.

Il sistema è composto da 3 parti, ciascuna da 500 mm di lunghezza. Le barre di maggior interesse sono quelle più in alto nella figura 37: una barra è caratterizzata da una testa più sporgente, mentre l'altra dal suo negativo con delle opportune sedi su cui può scorrere (è la barra sezionata nel disegno).

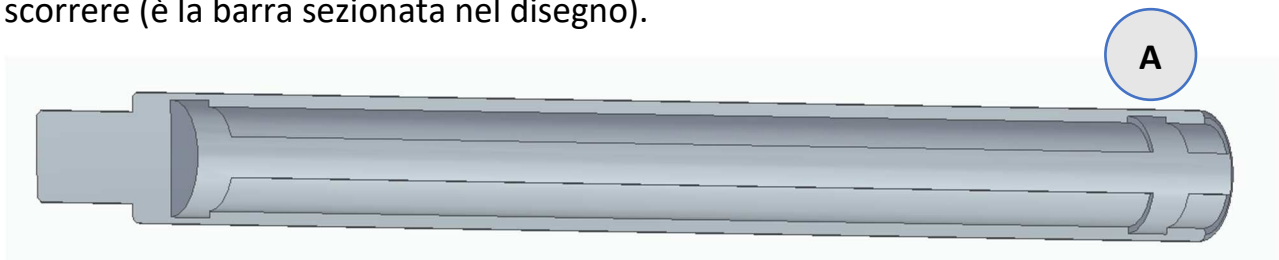


Fig. 38: Parte della prolunga, sezionata in un modello CAD, che presenta le sedi per far scorrere e incastrare l'altra parte di barra con testa a forma di T.

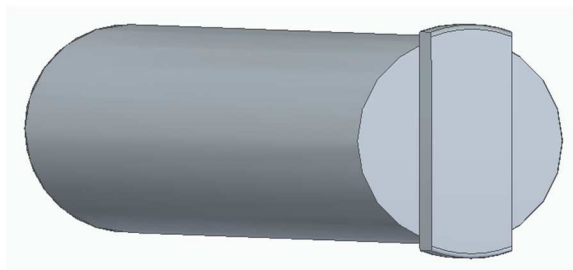


Fig. 39: Parte della prolunga con testa a T, con perimetro circolare.

Questa possibile soluzione di prolunga costituisce un avanzamento nello sviluppo del progetto ma presenta ancora delle limitazioni: la prima è quella di carattere tecnologico, dato che la barra cava che presenta le sedi per lo scorrimento e l'accoppiamento di forma è un componente estremamente difficile da realizzare,

dovendo andare a fresare e tornire internamente un tubo cavo di piccolo diametro. Già in questa soluzione ci è apparso chiaro come le filettature M42 e il diametro massimo esterno, 55 mm, costituiscano un evidente problema. In questo intervallo inoltre, cioè circa 6,5 mm per lato, si inserisce l'accoppiamento della testa, andando a togliere ulteriore materiale nella sezione resistente. È per l'appunto questo l'altra forte limitazione di questa idea, la scarsa resistenza che si sarebbe presentata nella sezione A e nella sua simmetrica, presenti in figura 38.

9. Appendice 2 – calcoli analitici, massa e resistenza dei componenti

In questa breve appendice andiamo a riportare alcuni calcoli effettuati in maniera analitica per delle verifiche immediate sulla resistenza delle sezioni e dei componenti nel progetto della prolunga effettivamente impiegata. Sono anche riportate considerazioni sul dimensionamento della parte per adattamento della cella di carico e sulla massa dei componenti.

Resistenza della parte tubolare cava con filettatura interna M42 (parte 3):

$m = 10000 \text{ kg}$; $F = mg \sim 100000 \text{ N}$, Forza data dal sistema di precarico, forza assiale massima

$A_{res} = \frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2) = 990,4 \text{ mm}^2$, Area resistente, approssimando il diametro del foro interno della filettatura M42 a 42 mm.

$\sigma_{ass} = \frac{F}{A_{res}} = 101 \text{ MPa}$, Tensione assiale nel componente 3, valore più che accettabile.

Altre verifiche di resistenza non sono riportate dato che tutte le altre sezioni o filettature presentano più materiale della sezione più critica che abbiamo riportato. Come già affrontato sul capitolo dell'analisi FEM, le altre sezioni destano sicuramente meno preoccupazioni di quella già analizzata e omettiamo i calcoli per le altre.

Spessore della piastra circolare della parte per l'adattamento della cella di carico:

Spessore del sistema di adattamento, profondità delle madreviti M12: considerando che solitamente sono sufficienti 5/6 filetti in presa ne consideriamo 8 per sicurezza.

$s = 8 \cdot p = 12 \text{ mm}$, dove p è il passo del filetto, cioè 1,5 mm, passo fine. Per un ulteriore sovradimensionamento di sicurezza, lo spessore della piastra è stato portato a 15 mm.

Massa dei componenti:

Per quanto riguarda invece un aspetto molto pratico e operativo, riportiamo dei valori indicativi dei grezzi, quindi valori in eccesso, della massa dei componenti della prolunga. Anche l'aspetto del peso non è un fattore da sottovalutare, dato che sono componenti che saranno montati a mano e che quindi devono rimanere quanto più leggeri possibili.

Sono stati omessi i calcoli per questa stima data la loro semplicità; si è considerata la densità dell'acciaio secondo il valore:

$$\rho_{acciaio} = 7860 \frac{kg}{m^3}.$$

Parte per adattamento cella di carico, m=2,6 kg;

barra 1, m=9,4 kg;

barra 2, m=3,2 kg;

barra 3, m=2,3 kg;

barra 4, m=9,8 kg.

La massa dei componenti rimane quindi abbastanza contenuta e si consiglia il montaggio realizzato da 2 operatori, soprattutto per la barra 1 e 4.

10. Ringraziamenti

Con questo lavoro di tesi e tirocinio si concludono i tre anni di laurea in ingegneria meccanica presso l'università politecnica delle Marche; sono stati tre anni impegnativi ma anche e soprattutto soddisfacenti. Colgo l'occasione per ringraziare la mia famiglia per il supporto psicologico e materiale, il personale dell'università, per avermi fatto incuriosire e stimolato nello studio; ringrazio le persone a me più vicine nel percorso per i bei momenti passati insieme. Questo lavoro e in generale la conclusione del corso di studi è dedicato a tutte le persone sopra menzionate. Un sentito ringraziamento a chi ha apportato nel mio percorso di tre anni qualcosa di positivo e costruttivo.

11. Bibliografia

[1] E. Mancini, M. Sasso, G. Chiappini, M. Rossi - Progettazione di un sistema di generazione dell'onda di tensione della Split Hopkinson Bar per test di trazione e compressione.

[2] E. Mancini, M. Sasso, M. Rossi, G. Chiappini, G. Newaz, D. Amodio – Design of an innovative system for wave generation in direct tension-compression Split Hopkinson Bar.