UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

Tesi Di Laurea

SISTEMA GAS GUN AD ALTE PRESTAZIONI PER BARRA DI HOPKINSON: PROGETTAZIONE E TEST PRELIMINARI

HIGH PERFORMANCE GAS GUN SYSTEM FOR SPLIT HOPKINSON PRESSURE BAR: DESIGN AND PRELIMINARY TESTING

Relatore:

Prof. Ing. Marco SASSO

Correlatore:

Prof. Ing. Mattia UTZERI

Tesi di laurea di:

Carlo Frezzotti

Anno Accademico 2025/2026

Abstract

Lo studio del comportamento meccanico dei materiali alle alte velocità di deformazione necessita di apparati in grado di generare impulsi controllati. Nel presente lavoro si è effettuata la progettazione, realizzazione e verifica sperimentale preliminare di un lanciatore pneumatico ad alte prestazioni integrato in un apparato Split Hopkinson Pressure Bar (SHPB) per la conduzione di prove di compressione dinamica. L'obiettivo è quello di accelerare una barra percussore (striker) in acciaio, titanio o alluminio di diametro 18mm e lunghezza 850mm, a velocità regolabili fino ad almeno 30 m/s, progettando il lanciatore per far raggiungere alla barra d'acciaio un massimo di 50 m/s con una pressione di esercizio massima di 50 bar.

Il dimensionamento è basato su un modello energetico di espansione del gas, su analisi strutturali e simulazioni agli elementi finiti, inclusa la verifica della stabilità elastica della barra durante l'accelerazione. Viene introdotto per il lanciatore l'uso di una canna sovra-calibrata, unitamente ad un sabot riutilizzabile, e di una valvola dedicata ad apertura rapida, in modo da poter ottenere l'energia cinetica richiesta con pressioni contenute. L'integrazione all'apparato SHPB prevede supporti regolabili sia per il lanciatore che per le barre, per consentirne un corretto allineamento, oltre a un sistema di gestione del rinculo del lanciatore basato su un ammortizzatore, costituito da elementi in poliuretano termoplastico, che prevede un tratto di rinculo libero finalizzato a ritardare la trasmissione al telaio dei carichi di rinculo fino al termine della prova dinamica.

Prove preliminari coadiuvate da riprese ad alta velocità permettevano di determinare la relazione fra pressione di alimentazione e velocità erogata dal lanciatore. Con 25 bar di pressione di alimentazione si misurava una velocità di 34,4 m/s, che eccedeva il requisito minimo di progetto stabilito in 30 m/s; nell'intervallo compreso fra 4 e 25 bar, i risultati sono in buon accordo con il modello teorico basato sull'approccio energetico al netto delle perdite; misure ripetute alle medesime pressioni fornivano inoltre indicazioni su una buona ripetibilità. Prove di compressione su provini a bassa impedenza consentivano di verificare il buon funzionamento dell'apparato e l'efficacia del sistema di gestione del rinculo. Il lavoro

costituisce quindi una base per l'impiego del sistema realizzato nella caratterizzazione dinamica dei materiali, con opportuna strumentazione delle barre.

Indice

Abstract 1

1. Introduzione 4

2. Progettazione del lanciatore 8

2.1. Stima delle pressioni richieste 9

2.2. Introduzione della canna sovra-calibrata 11

2.3. Progettazione della valvola ad apertura rapida 15

2.4. Progettazione della camera pressurizzata e della canna 30

2.5. Guida della barra e verifica di stabilità elastica 38

2.6. Progettazione del sabot 43

2.7. Alimentazione del lanciatore 49

2.8. Progettazione del sistema di innesco 53

3. Progettazione dell'apparato SHPB 57

3.1. Accoppiamento del lanciatore al profilato 58

3.2. Accoppiamento dei supporti al profilato e verifica strutturale 65

3.3. Progettazione dei supporti barra 68

3.4. Progettazione del telaio 72

4. Teoria SHPB: tensioni e velocità nelle barre 75

4.1. Onde monodimensionali: analisi preliminare del fenomeno 75

4.2. Teoria delle onde monodimensionali 80

4.3. Calcolo velocità massima di striker per differenti materiali 86

4.4. Velocità limite di urto 89

5. Prove sperimentali 93
5.1. Misurazione delle velocità “striker” 93
5.2. Stima prestazioni massime con barre in titanio e alluminio 97
5.3. Prove preliminari di compressione provini 99
5.4. Riprese ad alta velocità del processo di apertura valvola 100
6. Conclusioni 105
Bibliografia 107

1. Introduzione

La caratterizzazione del comportamento meccanico dei materiali sottoposti a sollecitazioni dinamiche riveste un ruolo fondamentale nello studio di fenomeni quali urti, impatti ed esplosioni. In queste condizioni, la risposta del materiale può differire da quella osservata nelle prove quasi statiche, poiché dipende anche dalla velocità con cui si sviluppa la deformazione. Diventa quindi necessario utilizzare tecniche sperimentali in grado di misurare l'evoluzione della tensione e della deformazione durante eventi di breve durata, consentendo di valutare la sensibilità del materiale alla velocità di deformazione [10, 11]

Tra le tecniche impiegate a questo scopo, il sistema *Split Hopkinson Pressure Bar* (SHPB), è uno degli strumenti sperimentali più utilizzati per la caratterizzazione dei materiali ad alte velocità di deformazione, di ordine di grandezza indicativamente compreso fra 10^2 e 10^3 s^{-1}. [4, 5, 6]

La tecnica deriva dagli studi di Bertram Hopkinson sulla propagazione degli impulsi meccanici nelle barre e dalla successiva introduzione, da parte di H.Kolsky nel 1949, di un sistema costituito da due barre separate da un provino di materiale da testare. [1, 2, 3]

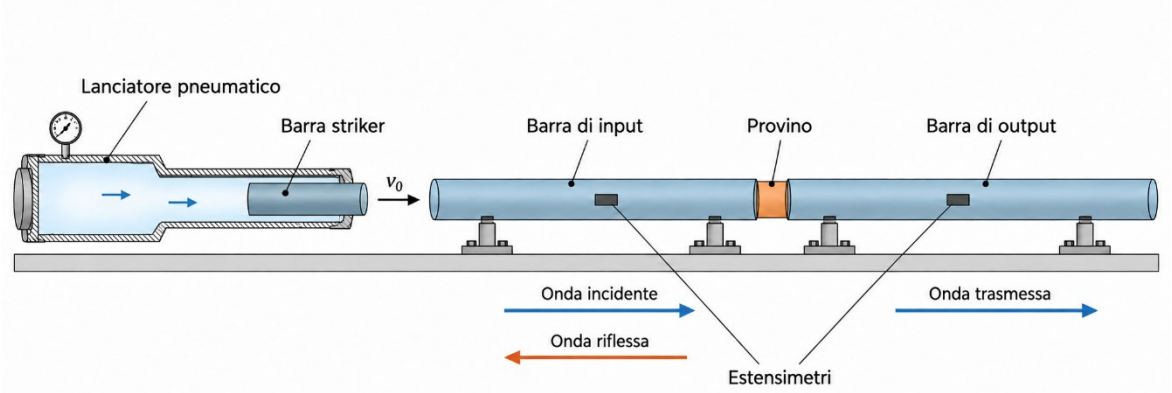


Figura 1: schema del generico apparato SHPB per prove di compressione

Nella configurazione classica a compressione (Fig.1), l'apparato comprende una barra incidente (o di "input") e una barra trasmittente (o di "output"), allineate lungo lo stesso asse, tra le quali viene collocato il provino. Una terza barra, denominata percussore (o "striker"), viene accelerata fino a urtare l'estremità libera della barra incidente, generando un impulso di compressione. Tale impulso si propaga verso il provino e, in corrispondenza dell'interazione con questo, viene parzialmente riflesso nella barra incidente e parzialmente

trasmesso alla seconda barra. Il passaggio dell'impulso determina così la deformazione del campione, mentre le barre costituiscono sia il mezzo di trasmissione del carico sia gli elementi attraverso cui viene misurata la risposta meccanica. [4, 6]

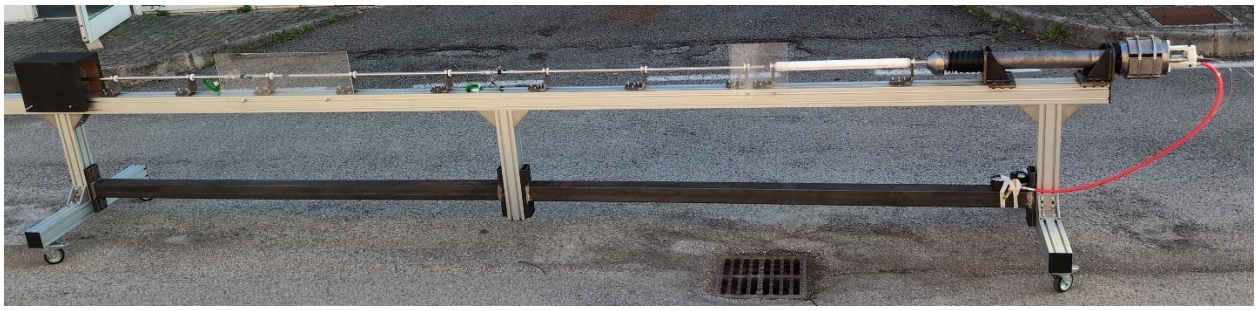


Figura 2: Il sistema SHPB completo realizzato nell'ambito del presente lavoro.

La misurazione avviene mediante estensimetri applicati alle barre: l'elaborazione dei segnali da questi prodotti unitamente alla teoria della propagazione delle onde elastiche monodimensionali, permette di ricostruire l'andamento temporale della tensione, della deformazione e della velocità di deformazione nel provino. I dati così raccolti consentono di risalire a curve tensione-deformazione in condizioni dinamiche, utili per valutare la risposta del materiale a differenti velocità di deformazione. [4, 5]

La generazione dell'impulso nella barra incidente può essere ottenuta con diversi espedienti meccanici o, più recentemente, elettromagnetici, ma nella maggioranza dei casi ciò avviene attraverso l'urto di una terza barra avente la funzione di percussore (nel seguito "striker", come è frequentemente indicata nella letteratura di riferimento), che urtando contro l'estremità libera della barra di input, genera in essa l'impulso richiesto. La barra "striker" deve quindi essere accelerata fino ad una determinata velocità, nell'ordine delle decine di metri al secondo, ed il metodo con cui ciò avviene può differire.

Velocità relativamente basse, orientativamente fino a 20 m/s, possono essere ottenute elasticamente, sfruttando un pretensionamento (o precompressione) della barra, mentre velocità più elevate sono ottenute, nella grande maggioranza dei casi, tramite lanciatori pneumatici, comunemente denominati nella letteratura "Gas Gun".

Scopo del presente lavoro è quello di progettare e verificare sperimentalmente il funzionamento di un sistema Split Hopkinson Pressure Bar azionato da un lanciatore pneumatico (Gas Gun) ad elevate prestazioni.

I requisiti di progetto sono i seguenti:

a) Diametro barre: 18mm
b) Lunghezza barra “striker”: 0,85 m
c) Lunghezza barra di input: 2,5 m
d) Lunghezza barra di output: 1,3 m
e) Lunghezza complessiva apparato non superiore a 6 metri
f) Velocità della barra “striker” regolabile con continuità fino almeno a 30 m/s, con predisposizione per raggiungere 50 m/s

Il progetto veniva realizzato considerando il caso d’uso più gravoso sia dal punto di visto energetico che da quello strutturale costituito dall’uso di barre di acciaio, pur essendo l’apparato impiegabile anche con barre in lega di titanio o di alluminio. Analogamente, veniva progettato per lanciare in sicurezza la barra fino alla velocità massima di 50 m/s, nonostante il requisito minimo fosse di 30 m/s.

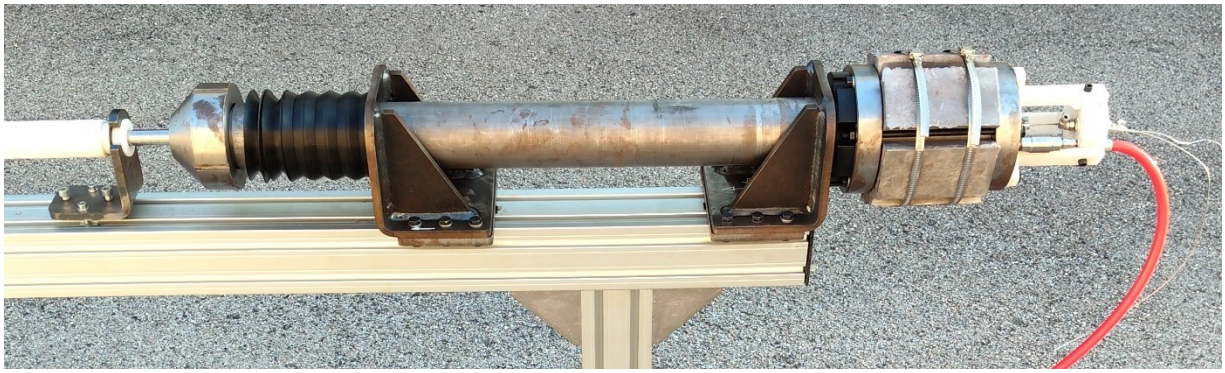


Figura 3: Il lanciatore “gas gun” realizzato nell’ambito del presente lavoro, installato sull’apparato SHPB

Oltre ai requisiti prettamente quantitativi appena elencati, ulteriori esigenze di carattere pratico venivano prese in considerazione in fase di progettazione. Per quanto riguarda il lanciatore pneumatico, tenuto conto delle esigenze sperimentali future del Dipartimento, appariva lungimirante lo studio e la sperimentazione di un’architettura di lanciatore che si prestasse, oltre a svolgere il suo ruolo nel funzionamento dell’apparato SPHB in progetto, anche all’accelerazione di corpi di foggia e massa differenti, a velocità anche più elevate, utile per la conduzione di svariate attività sperimentali in ambito dinamico, nonché per lo sviluppo di futuri lanciatori aventi prestazioni cinetiche ancora più elevate.

Dunque, la progettazione del lanciatore era orientata non solo al soddisfare le esigenze di progetto dell'apparato SHPB, ma anche a quello di fungere da "pathfinder" per lo sviluppo di applicazioni sperimentali differenti.

Inoltre, appariva conveniente progettare il sistema in modo che questi non necessiti, per il funzionamento, di apparecchiature o materiali di consumo non di uso comune all'interno dell'Ateneo, come ad esempio compressori ad alta pressione e materiali esplodenti. Qualora si debba impiegare del gas ad alta pressione, il sistema dovrà essere progettato per avere una buona efficienza rispetto al suo consumo.

Quanto all'apparato SHPB nella sua interezza, visti gli ingombri, è opportuno che questo sia sufficientemente mobile da poter essere agevolmente spostato all'interno del laboratorio, così da poter essere riposto in una zona dove non costituisce intralcio quando non è in uso. L'ovvio accorgimento di porre l'intero apparato su ruote renderà necessari considerevoli accorgimenti progettuali per evitare che la facilità di spostamento dell'apparato si traduca in disturbi di vario genere dell'attività sperimentale, soprattutto per quanto riguarda l'acquisizione dei segnali.

2. Progettazione del lanciatore

Come anticipato, il lanciatore pneumatico costituisce il cuore dell'intero apparato sperimentale, e il suo sviluppo deve anche fungere da "pathfinder" per lo sviluppo futuro di ulteriori lanciatori destinati ad applicazioni dinamiche differenti.

Alla luce di questo, e dei dati di progetto, la scelta del gas compresso come mezzo per accelerare la barra "striker" è naturale, vista l'elevata energia immagazzinabile in esso per unità di massa, e la praticità con cui il gas compresso può essere prodotto, immagazzinato, e trasferito fra le diverse parti di uno stesso apparato, o fra apparati diversi. L'elevata energia che un gas compresso è in grado di fornire per unità di massa consente inoltre di impiegare una trasmissione diretta di energia dal gas alla massa accelerata, con il primo che agisce quindi sia da fonte di energia che da trasmissione di potenza. [13]

Da un punto di vista fisico, il problema del lanciatore pneumatico è analizzabile almeno in prima approssimazione con un approccio energetico.

L'obiettivo è accelerare una barra di acciaio da 18mm di diametro, lunga 85cm, ad una velocità massima di 50m/s.

La massa della barra è

$$M_b = \frac{\pi}{4} d^2 l \rho = \frac{\pi}{4} 1{,}8^2 \cdot 85 \cdot 7{,}8 \cong 1700 g$$

Dunque, l'energia cinetica da fornire alla sola barra per portarla alla velocità di progetto sarà:

$$K_{barra} = \frac{1}{2} m v^2 = 2125\, J$$

Per fornire questo quantitativo di energia cinetica alla barra, viste le inevitabili perdite dovute ad attriti, sfiati di gas, non perfetta adiabaticità dell'espansione del gas e fenomeni fluidodinamici dissipativi, si progetta l'apparato affinché l'espansione ideale del gas propellente produca un lavoro meccanico più elevato almeno del 25%.

Dunque, nel caso in esame, sarebbero necessari almeno 2660 J

2.1. Stima delle pressioni richieste

Con tale dato, è possibile stimare grossolanamente la pressione del gas necessaria, per una data lunghezza di accelerazione. Naturalmente, all'aumentare della lunghezza d'accelerazione la pressione richiesta diminuirà. Pur non esistendo, da un punto di vista puramente teorico, un limite massimo alla lunghezza dello spazio di accelerazione, questo è in pratica limitato da considerazioni di natura pratica. Per prima cosa, l'intero apparato SPHB deve, per requisiti di progetto, rientrare in una lunghezza massima di 6 metri.

Considerando che soltanto le barre occupano 4,65 metri, e che è necessario prevedere anche dello spazio per il dispositivo d'arresto della barra di output, la corsa massima disponibile per l'accelerazione della barra "striker" è sicuramente non superiore ad 1 metro.

Impiegando questo valore, ipotizzando che la pressione sia mantenuta uniforme lungo tutta la corsa, e che agisca direttamente sulla barra (da 18mm di diametro), la pressione richiesta sarebbe:

$$P_{med} = \frac{4}{\pi}\frac{2660}{sd^2} = 10{,}45\ MPa = 104{,}5\ bar$$

Tale valore, come da notazione, va inteso in pratica come valor medio della pressione necessaria, poiché mantenere la pressione costante durante tutta la corsa costituisce un importante spreco di gas, visto che all'uscita della barra dalla canna, al termine della sua corsa di lancio, tutto il gas in essa contenuta viene disperso in atmosfera. Oltre all'importante spreco energetico, il repentino scarico del gas ad alta pressione provoca forte rumore.

Ciò senza considerare che in pratica fare in modo che la pressione resti costante durante l'intera corsa significa continuare a fornire gas a grande portata per tutta la durata del lancio (tempo di canna), rendendosi quindi necessario un sistema automatico e rapido di interruzione del flusso di gas non appena la barra abbia lasciato la canna.

Per questi motivi di norma nei sistemi balistici si predispone una camera pressurizzata (anche tramite combustione o propellenti esplosivi), il cui intero contenuto viene consumato in un singolo lancio, e può muoversi dalla camera alla canna senza alcuna costrizione, così da rendere ingegneristicamente accettabile l'ipotesi di uguaglianza delle grandezze termodinamica nella camera e nella canna.

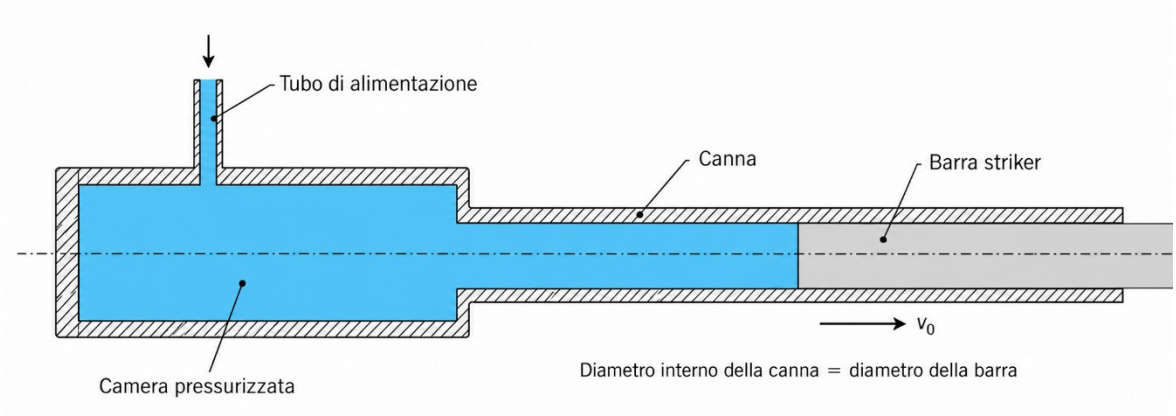


Figura 4: schema elementare di un lanciatore pneumatico: una camera viene pressurizzata prima del lancio attraverso una sorgente esterna, e poi svuotata completamente durante il lancio

Il rapporto fra i volumi iniziali e finali del gas (biunivocamente legato a quello fra pressione iniziale e finale) determina l'efficienza del processo termodinamico di espansione. Volumi iniziali grandi consentono l'impiego di pressioni di picco più basse, ma peggiorano l'efficienza, a causa del ridotto rapporto di espansione. Volumi troppo piccoli, invece, garantiscono efficienze molto alte, ma a scapito di pressioni iniziali eccessivamente alte, con tutte le difficoltà, anche strutturali, che ne conseguono. Nella pratica un buon compromesso è quello di impiegare una pressione di picco pari a circa il triplo della pressione media richiesta.

Quindi, nelle ipotesi correnti un valore di pressione iniziale del gas realistico si aggirerebbe intorno ai 300 bar. Si tratta di pressioni tutt'altro che estreme nel campo della balistica, dove picchi iniziali di migliaia di bar sono comuni. Tuttavia, fornire all'apparato di lancio gas a pressioni prossime ai 300 bar presenta delle difficoltà che, se da un lato sono tutt'altro che insormontabili tecnicamente, potrebbero rendere l'apparato in corso di progettazione inutilmente complicato e costoso.

Sarebbe infatti necessario optare per una delle seguenti modalità:

a) Approvvigionamento mediante bombole: prevede la disponibilità di una o più bombole di capacità sufficiente caricate ad una pressione significativamente superiore a 300 bar. Si consideri che le bombole ad alta pressione comunemente impiegate nell'industria dei gas tecnici sono caricate nella stragrande maggioranza dei casi a 200 bar e meno comunemente a 300bar.

b) Impiego di un compressore multistadio per il raggiungimento della pressione richiesta. Si tratta di un approccio certamente percorribile, sia con compressori commerciali, che realizzandone uno ad hoc. Si tratta tuttavia di una soluzione complessa e costosa, anche se i moderni compressori portatili a bassa portata stanno ridimensionando tali limiti.
c) Utilizzo della combustione: impiegando invece di un gas inerte una miscela di gas combustibile e comburente è possibile sfruttare la reazione di combustione per incrementare la temperatura anche di 2000 – 2500 K, ottenendo di conseguenza un aumento di pressione, a seconda della miscela usata, che va da un fattore 5 a 10. Ciò consentirebbe, ad esempio, di impiegare una miscela aria-combustibile precompressa a 60 bar che, una volta innescata la combustione, raggiungerebbe i 300 bar di picco richiesti. Tuttavia, la necessità di preparare e mantenere una miscela combustibile/comburente pressurizzata introduce complessità nell'apparato.

La soluzione più pratica, quindi, sarebbe quella di far operare il lanciatore con una pressione di picco significativamente inferiore, così da poter impiegare una comune bombola di gas tecnico precompresso a 200bar. Nell'architettura ideale appena discussa, però, questo approccio non è una strada percorribile, poiché la pressione iniziale richiesta dall'apparato sarebbe addirittura maggiore di quella presente nella bombola completamente carica.

2.2. Introduzione della canna sovra-calibrata

In tal senso, una modifica promettente dell'architettura è quella costituita dal sovra-calibrare la canna rispetto al diametro della barra (o genericamente dell'oggetto da lanciare): invece di far agire la pressione del gas propellente solo sull'area sezionale della barra, si impiega una canna di diametro significativamente maggiore, unitamente ad un "adattatore", comunemente chiamato "*sabot*", che agisce da pistone, ricevendo la spinta del gas sulla sua area sezionale, uguale a quella della canna e quindi molto più grande di quella del proiettile, e trasferendola a quest'ultimo. [13, 33]

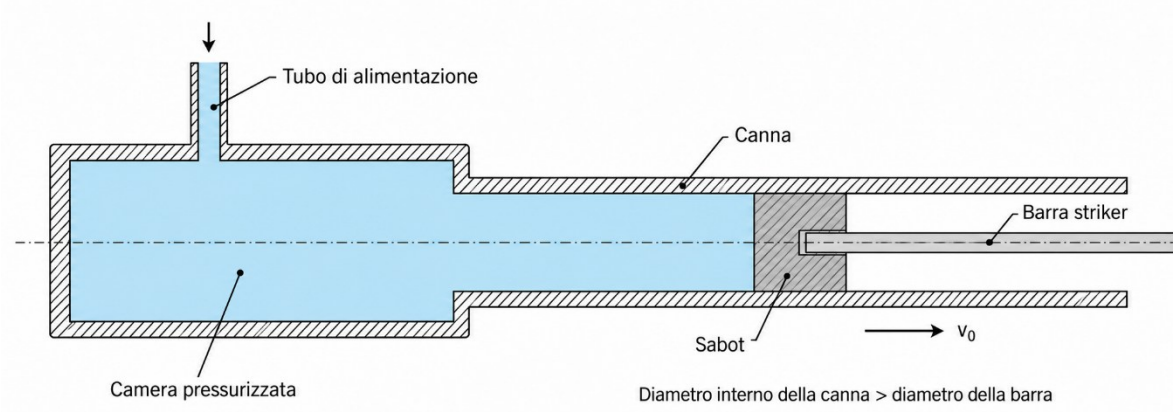


Figura 5: schema elementare di un lanciatore dotato di sabot: la canna è di diametro maggiore della barra, ed il sabot funge da pistone.

Questa tecnica consente, a parità di lunghezza di canna, l'impiego di pressioni molto più basse. D'altro canto, dovendo trasferire al proiettile la maggior parte della forza di lancio, il sabot è un componente strutturalmente sollecitato, e come tale ha una massa non trascurabile, che deve anch'essa essere portata alla velocità di progetto, assorbendo una parte dell'energia di lancio. Per tale motivo diventa controproducente impiegare rapporti *D/d* eccessivi, poiché oltre una certa soglia si ottiene un deterioramento delle prestazioni. [33]

Nel caso in esame, e come valore di primo tentativo, si assume una massa aggiuntiva dovuta al sabot di 200 grammi, e quindi l'energia cinetica complessiva di barra e sabot sarà:

$$K_{barra} = \frac{1}{2}(m + m_s)v^2 = \ 2375\ J$$

In questa fase preliminare è opportuno prevedere delle perdite energetiche generiche del 25% portando quindi ad un lavoro meccanico ideale del gas di progetto pari a:

$$W \cong 3000J$$

Il lavoro di espansione del gas nel caso di espansione isoentropica ideale, nell'ipotesi di uguaglianza delle grandezze termodinamiche in camera e canna è esprimibile come [12, 13]:

$$W = \frac{P_i V_i}{\gamma - 1}\left[1 - \left(\frac{V_i}{V_f}\right)^{\gamma - 1}\right]$$

Dove V_i rappresenta il volume iniziale del gas, che nel caso in questione corrisponde al volume della camera pressurizzata V_0, mentre V_f è il volume di fine espansione del gas, corrispondente alla somma del volume interno della canna e di quello iniziale.

Bisogna precisare che non tutto questo lavoro è disponibile, anche idealmente, per l'accelerazione del carico, poiché dall'altro lato del sabot agisce la pressione atmosferica, che produce un lavoro resistente pari a $P_{atm}(V_f-V_i)$. Alle alte pressioni comunemente impiegate nella balistica questo contributo è del tutto trascurabile, mentre potrebbe non esserlo qualora le pressioni operative divenissero particolarmente basse. Per ora si includerà tale contributo nelle perdite generiche, per affrontare il problema più rigorosamente nel capitolo 5.

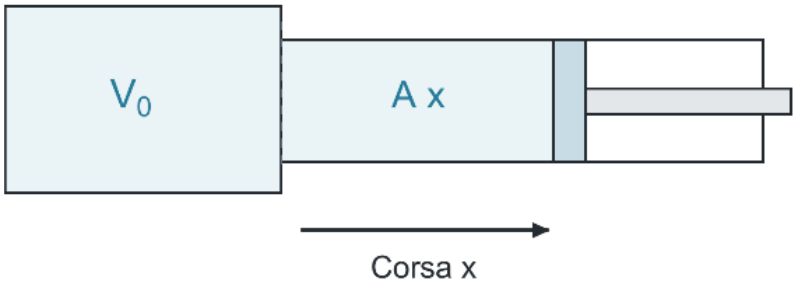


Figura 6: schema di espansione del gas.

Considerando che nella pratica balistica un valore di sovra-calibro pari a 3 è comune, che la barra è da 18mm e che i tubi lappati disponibili commercialmente con maggior facilità sono quelli aventi diametri interni multipli di 10mm, viene scelto un **calibro pari a 60mm**, cui corrisponde un'area sezionale **A = 2827 mm²**, circa 11 volte superiore a quella che si aveva nell'ipotesi di spinta direttamente sulla barra da 18mm.

Per questioni di praticità d'uso che saranno evidenti nel seguito, viene scelta una **corsa di accelerazione** inferiore alla lunghezza della barra, e pari a **60cm**.

In tali ipotesi, la pressione media richiesta per il raggiungimento delle prestazioni energetiche di progetto sarà banalmente:

$$P_{med} = \frac{W}{AL} = 1{,}77MPa = 17{,}7\ bar$$

Che come ci si aspettava è di un ordine di grandezza inferiore rispetto a quella che era richiesta senza l'impiego di una canna sovra-calibrata.

Come già ampiamente argomentato, nel funzionamento pratico dell'apparato la pressione di canna non verrà mantenuta costante, ma seguirà un'espansione idealmente adiabiatica a partire dal volume iniziale V_i a quello finale V_f.

Per mera convenienza di notazione, poiché è più immediato ragionare in termini di lunghezze che di volumi, è utile definire la lunghezza iniziale virtuale L_0 come la lunghezza della camera che il gas occuperebbe prima di iniziare la sua espansione, qualora tale camera pressurizzata avesse lo stesso diametro interno della canna, cioè $V_i=AL_0$

La pressione iniziale, cioè quella massima a cui la camera viene pre-pressurizzata, sarà quindi espressa come:

$$P_1 = \frac{W(\gamma - 1)}{AL_0\left[1 - \left(\frac{L_0}{L + L_0}\right)^{\gamma - 1}\right]}$$

Una lunghezza virtuale pari a un terzo di quella di canna costituisce un ragionevole compromesso fra efficienza energetica, pressione richiesta ed ingombri.

Dunque considerando $L_0=0{,}2m$, corrispondente a $\boldsymbol{V_0= 565\ cm^3}$ si ottiene:

$$\boldsymbol{P_1 \cong 50\ bar}$$

Si confronti questo valore con quello che si aveva senza impiegare un sabot, nell'ordine di 300 bar: Pressurizzare a 50 bar non solo è ben più semplice, ma consente l'importante vantaggio di poter impiegare comuni bombole di gas tecnici caricate a 200 bar come fonte d'energia, senza dover affrontare le complicazioni dovute all'impiego di combustione o compressori multistadio.

Il gas viene travasato dalla bombola alla camera precompressa, fino al raggiungimento della pressione richiesta dal test, che al massimo sarà di 50 bar. Naturalmente la pressione residua nella bombola decrescerà ad ogni caricamento, fino a raggiungere anch'essa una pressione di 50 bar. A quel punto la bombola può essere ricaricata alla pressione nominale di 200 bar, o impiegata come primo stadio di un rifornimento multistadio, argomento che si affronterà nei prossimi capitoli.

Naturalmente non vi è alcuna esigenza di avere una camera di precompressione di diametro uguale a quello della canna, ed anzi è pratica comune che la camera sia di diametro significativamente maggiore, e conseguentemente di aspetto più tozzo.

Una camera di **diametro interno** pari a **100 mm**, dovrà avere una **lunghezza** di:

$$L = \left(\frac{d}{D}\right)^2 L_0 = \mathbf{72}\boldsymbol{mm}$$

Ottenuto un dimensionamento di massima del sistema e dei parametri operativi, si passa alla progettazione delle strutture necessarie a far avvenire il funzionamento.

2.3. Progettazione della valvola ad apertura rapida

L'elemento di più immediata rilevanza, nonché di fatto il "cuore" del lanciatore, è costituito dalla valvola di sparo, avente il compito di tenere la camera pressurizzata e la canna separati fino al momento in cui viene comandato lo sparo.

La valvola quindi dovrà impedire il passaggio del gas verso la canna fino all'azionamento di un comando di apertura. Dovrà inoltre essere dimensionata in maniera tale che, una volta aperta, intralci il flusso del gas il meno possibile, così da verificare al meglio l'ipotesi di equilibrio pressorio fra camera pressurizzata e canna.

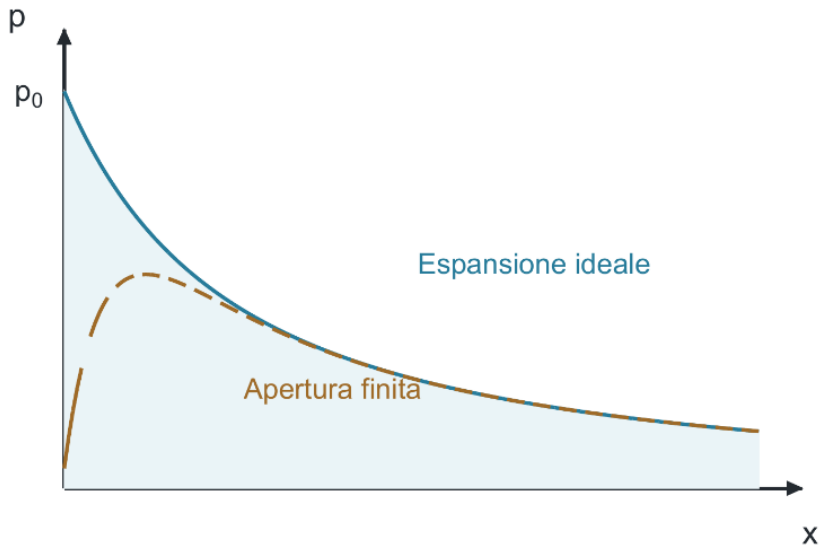


Figura 7: grafico qualitativo rappresentante l'andamento della pressione in funzione della posizione del sabot. La linea tratteggiata indica qualitativamente l'effetto che si avrebbe in presenza di una valvola ad apertura troppo lenta;

Inoltre, è di fondamentale importanza che al momento dell'azionamento l'apertura avvenga in modo repentino. Ciò in quanto durante il transitorio dalla configurazione chiusa a quella aperta la valvola inevitabilmente costituisce una costrizione del flusso, non consentendo quindi l'equalizzazione della pressione in canna, che rimane a valori significativamente più bassi di quella in camera. Durante tale tempo la massa da accelerare (sabot e barra nel caso specifico) inizia quindi a muoversi, ma con accelerazione molto più bassa di quella nominale, "sprecando" una parte della corsa di accelerazione disponibile, riducendo la prestazione del lanciatore, e rendendo più complesso prevederla analiticamente.

Naturalmente, per un dato tempo di apertura della valvola, tale fenomeno è tanto più severo quanto è bassa la densità sezionale della massa da accelerare, ragion per cui è opportuno progettare valvole ad apertura tanto più veloce quanto è bassa la massa del proiettile. Nel caso su cui è incentrato principalmente il presente lavoro, ovvero l'applicazione SHPB, l'elevato valore della massa da accelerare, pari a circa 1,9Kg, tende ad attenuare il problema, non richiedendo quindi tempi di apertura della valvola estremamente ridotti.

Tuttavia, come anticipato, la progettazione del lanciatore pneumatico in questione deve fungere anche da "pathfinder" per applicazioni che richiedono velocità più elevate di 50 m/s, ragion per cui si progettava una architettura che fosse capace, con opportuna regolazione, di aprirsi con velocità tale da rendere il tempo di apertura ingegneristicamente trascurabile rispetto al tempo di canna.

Difficilmente valvole commerciali sono progettate per rispondere a tali requisiti, e quelle di uso generale hanno tempi di apertura e portate nominali inadeguate agli scopi del presente lavoro.

Per tale motivo, una valvola dedicata veniva progettata integralmente, in modo non solo da soddisfare i requisiti esposti, ma anche da essere agevolmente fabbricabile.

Essa è costituita essenzialmente da tre parti: *diaframma*, *stelo* e *pistone di contropressione*.

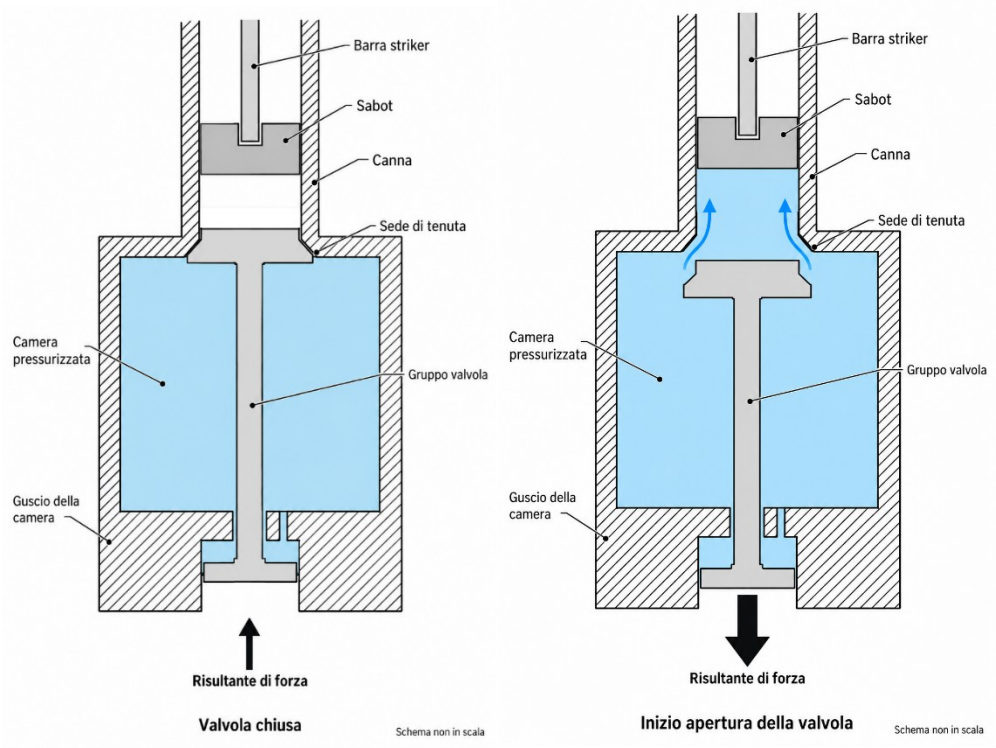


Figura 8: A sinistra valvola in posizione chiusa; a destra durante l'apertura rapida.

Il diaframma, ha il compito di sigillare la culatta. All'azionamento della valvola, il diaframma arretra repentinamente, mettendo in collegamento la camera pressurizzata e la canna, e consentendo quindi il flusso del gas.

Prima dell'apertura, sull'intera superficie posteriore del diaframma agisce la pressione di precompressione, che si ricorda essere quella massima di ciclo, pari a 50 bar nell'odierno progetto. L'apertura della valvola quindi richiede di vincere una forza pari a $2827mm^2*5MPa= 14.1$ kN. È evidente come non sia agevole fornire dall'esterno una tale forza (1,41 tonnellate-forza) tramite un comando di apertura.

Per tale ragione, si predispone un pistone ausiliario, detto di *contropressione*, che impiega lo stesso gas precompresso per generare una forza contraria a quella agente sul diaframma al fine di equilibrarla quasi completamente. Il pistone di contropressione scorre all'interno di un apposito cilindro, realizzato sulla superficie posteriore della camera. La risultante residua, diretta nel verso di chiusura della valvola (cioè verso la canna) viene impiegata per garantire che una volta pressurizzata la camera la valvola non possa aprirsi accidentalmente e viene equilibrata da una superficie di appoggio conica realizzata sul vivo di culatta. La forza agente

sul pistone di contropressione viene trasmessa al diaframma mediante lo *stelo*, che strutturalmente agisce come un tirante, ed ha anche la funzione di guidare lo scorrimento della valvola.

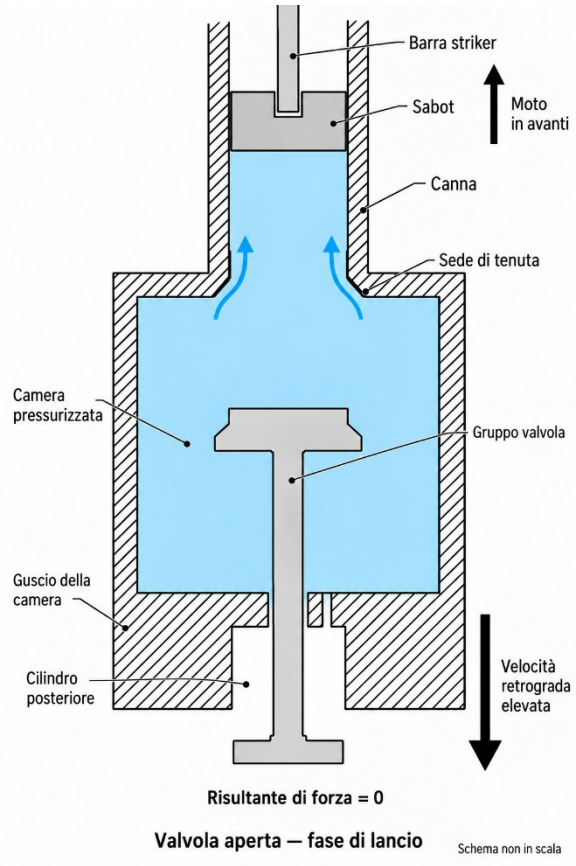


Figura 9: valvola completamente aperta.

L'azionamento di apertura della valvola consiste quindi nell'applicazione di una modesta forza dall'esterno al tirante, nella direzione di apertura. L'intero processo può essere schematizzato in 3 fasi:

1) VALVOLA CHIUSA: il diaframma è saldamente tenuto in posizione dalla risultante residua. Camera e cilindro di contropressione sono pressurizzati, la canna è a pressione atmosferica.
2) APPLICAZIONE FORZA DI APERTURA DALL'ESTERNO: la forza esterna vince la risultante delle forze di pressione e il gruppo valvola inizia ad arretrare. Il gas dalla camera inizia a travasare nella canna, aumentandone la pressione

3) ACCELERAZIONE RETROGRADA: La pressione avanti al diaframma, cioè quella in canna, raggiunge valori comparabili a quelli dietro di esso, cioè in camera. Il diaframma smette quindi di essere tirato in avanti. Il pistone di contropressione, invece, continua a tirare indietro con la stessa forza: la risultante di forza sul gruppo valvola è ora una grande forza diretta verso dietro, cioè nel senso dell'apertura della valvola. La valvola subisce in questa fase una forte accelerazione di apertura
4) APERTURA CILINDRO DI CONTROPRESSIONE: una volta che il gruppo valvola ha raggiunto la velocità richiesta, dopo una corsa ben determinata, il pistone di contropressione fuoriesce dal suo cilindro, e il gas in esso contenuto viene rapidamente scaricato in atmosfera. La risultante di forze sul gruppo valvola è soltanto quella dovuta all'azione della pressione sulla sezione dello stelo. La valvola procede a velocità circa costante fino al termine della sua corsa di 30mm.
5) ARRESTO VALVOLA: la valvola urta un tampone in gomma poliuretanica che ne arresta la corsa retrograda: la valvola rimane essenzialmente ferma in apertura fino al termine dello sparo.

Come anticipato al punto (4), non è necessario che il pistone di contropressione agisca per tutta la corsa della valvola: una volta raggiunta una velocità di apertura sufficiente, far continuare ad accelerare il corpo valvola fino alla fine della sua corsa offre pochi vantaggi in termini di prestazioni e provoca un eccesso di energia cinetica da dissipare per arrestare la valvola. Per questo motivo, dopo una breve corsa all'interno del cilindro di contropressione, il pistone ne fuoriesce, cosicché raggiunta la velocità di apertura richiesta, il resto della corsa del corpo valvola avvenga sotto la forza applicata solo sulla sezione dello stelo della valvola.

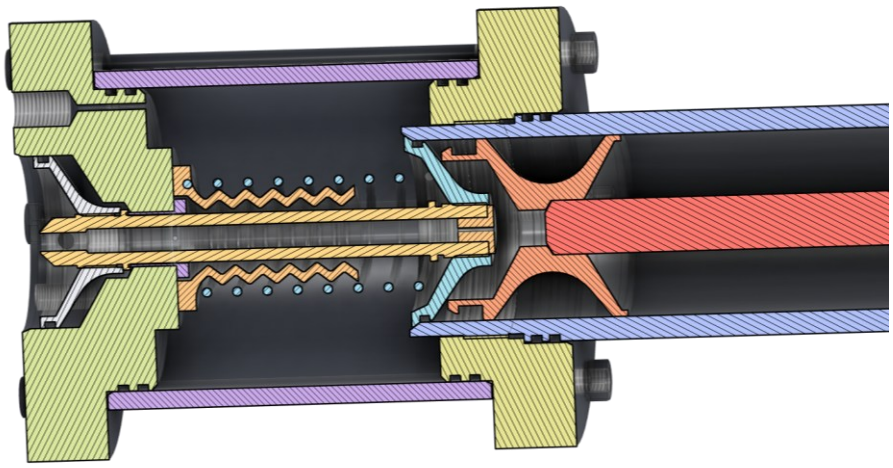


Figura 10: sezione CAD della camera pressurizzata effettivamente progettata; oltre al gruppo valvola sono visibili il sabot, l'estremità posteriore della barra in esso inserita. L'elemento corrugato è l'ammortizzatore in TPU della valvola.

Il gruppo valvola è un componente sollecitato strutturalmente schematizzabile come due pistoni collegati da un tirante, sollecitato dalla pressione del gas che agisce sulle superfici interne dei pistoni. Essendo la prestazione della valvola legata alla accelerazione del gruppo, la massa di questo dovrà essere ridotta compatibilmente con le esigenze strutturali, favorendo l'uso di leghe di alluminio.

Volendo mantenere un elevato coefficiente di sicurezza, e non essendo necessarie nell'esemplare destinato alla SHPB accelerazioni di apertura estreme, si impone una tensione massima equivalente pari a 120MPa, che consenta quindi anche l'uso di della lega di alluminio saldabile AA 6082 T6 [22], che è quella impiegata nella sperimentazione, avente un limite elastico garantito minimo di 250 MPa nella condizione di fornitura impiegata nella realizzazione.

Al fine di ridurre le sollecitazioni al minimo possibile, si sceglie per la tenuta del diaframma il diametro più basso possibile, pari a quello dell'anima della canna, ovvero 60mm.

Un pistone di contropressione di 57mm di diametro equilibra la maggior parte della forza agente sul diaframma, con la risultante residua, chiama d'ora in poi forza di apertura F_{ap} che varrà:

$$F_{ap} = P_{max}\frac{\pi}{4}(D^2 - D_c^2) = 1378\ N$$

Si tratta di un valore relativamente alto, che naturalmente non è possibile fornire con un azionamento manuale diretto. Un pistone di contropressione più grande permetterebbe l'impiego di una forza minore. Tuttavia per esplicito requisito di progetto l'energia erogata dal lanciatore deve essere regolabile, e la regolazione avviene regolando la pressione di alimentazione con continuità da pochi bar fino ai 50 bar massimi di progetto, con la previsione di effettuare la maggior parte dei test a pressioni inferiori a 30 bar.

A 5 bar la forza di apertura scende a 138N, che è un valore ancora sufficientemente alto da prevenire un azionamento accidentale.

Considerando uno stelo da 16mm di diametro (D_s), la forza di trazione massima applicata allo stelo della valvola sarà:

$$F_a = P_{max}\frac{\pi}{4}(D^2 - D_s^2) = 13132N$$

Lo stelo, per motivi di praticità di funzionamento, deve essere cavo, così da consentire un piccolo sfiato di servizio dalla camera verso l'esterno, necessario per evacuare l'aria contenuta nella canna durante il ricaricamento della barra. Il foro di sfiato deve essere piccolo, per evitare perdite di prestazione durante il ciclo di sparo, ma per ragioni tecnologiche l'asta va forata di un diametro maggiore, per limitare l'aspect ratio del foro. Considerando un foro di 8 mm, si avrà:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4}(16^2 - 8^2)} = 87\ MPa$$

Oltre alla sollecitazione assiale, lo stelo è sollecitato anche radialmente e circonferenzialmente; essendo un tubo a forte spessore soggetto a pressione esterna, si avrà [17]:

- Sulla superficie interna:

$$\sigma_r = 0$$

$$\sigma_c = -\frac{2PR_e^2}{R_e^2 - R_i^2} = -13MPa$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_a - \sigma_c)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_c - \sigma_r)^2} = \mathbf{94,2MPa}$$

- Sulla superficie esterna:

$$\sigma_r = -P = -5MPa$$

$$\sigma_c = -P\frac{R_e^2 + R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} = -8{,}3\ MPa$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_a - \sigma_c)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_c - \sigma_r)^2} = 93{,}7MPa$$

La tensione equivalente di Von Mises è massima sulla superficie interna del tubo-guida, e il valore massimo pari a 94,2MPa soddisfa il requisito di sicurezza.

Il diaframma e il pistone di contropressione sono anch'essi sollecitati, ed una adeguata ottimizzazione della forma è necessaria a ridurne il peso senza che si sviluppino stati tensionali pericolosi.

Prendendo in esame la forma più ovvia, ovvero un disco di spessore uniforme, è possibile determinare lo stato tensionale analiticamente sfruttando la teoria delle piaste assialsimmetriche. [15]

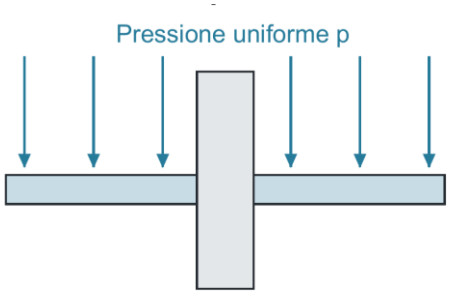


Figura 11: schema elementare di una lastra piana anulare soggetta a pressione e vincolata al bordo interno.

Nel caso specifico, si può trattare di una piastra anulare internamente incastrata e libera all'esterno, oppure internamente appoggiata e libera all'esterno, entrambe condizioni

strutturalmente piuttosto gravose, principalmente a causa del contributo flessionale alle tensioni.

Nel caso generale di lastra anulare piana soggetta a pressione uniforme q, le equazioni di rotazione e di superficie elastica sono rispettivamente:

$$\theta = -\frac{qr^3}{16D} + C_1\frac{r}{2} + \frac{C_2}{r}$$

$$y = \frac{qr^4}{64D} - C_1\frac{r^2}{4} - C_2 \ln r + C_3$$

Dove C_1, C_2 e C_3 sono costanti di integrazione dipendenti dalle condizioni al contorno, mentre con D è indicata la rigidezza della piastra:

$$D = \frac{Es^3}{12(1-\nu^2)}$$

Le tensioni radiale σ_r e tangenziale σ_t sono massime sulle superfici della lastra e sono legate ai rispettivi momenti dall'equazione:

$$\sigma = \frac{6m}{s^2}$$

Mentre i momenti sono espressi da:

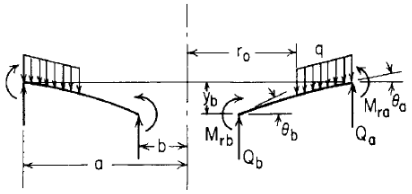
$$m_r = D\left(\frac{d\theta}{dr} + \nu\frac{\theta}{r}\right)$$

$$m_t = D\left(\frac{\theta}{r} + \nu\frac{d\theta}{dr}\right)$$

Nel caso specifico le condizioni al contorno sono quelle di bordo interno incastrato, e bordo esterno libero (outer edge free-inner edge fixed), oppure quelle di interno semplicemente appoggiato e esterno libero (outer free-inner simply supported).

Le soluzioni di questi specifici problemi (determinazione delle costanti di integrazione e derivazione delle equazioni dei momenti) vengono estrapolate dal Roark's Formulas For Stress and Strain, di seguito riportate [15]:

Case 2. Annular plate with a uniformly distributed pressure q over the portion from r_o to a



General expressions for deformations, moments, and shears:

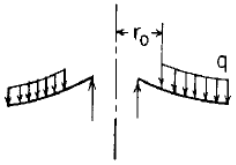
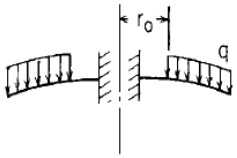
$$y = y_b + \theta_b r F_1 + M_{rb}\frac{r^2}{D}F_2 + Q_b\frac{r^3}{D}F_3 - q\frac{r^4}{D}G_{11}$$

$$\theta = \theta_b F_4 + M_{rb}\frac{r}{D}F_5 + Q_b\frac{r^2}{D}F_6 - q\frac{r^3}{D}G_{14}$$

$$M_r = \theta_b\frac{D}{r}F_7 + M_{rb}F_8 + Q_b r F_9 - qr^2 G_{17}$$

$$M_t = \frac{\theta D(1-\nu^2)}{r} + \nu M_r$$

$$Q = Q_b\frac{b}{r} - \frac{q}{2r}(r^2 - r_o^2)\langle r - r_o\rangle^0$$

2k. Outer edge free, inner edge simply supported 	$y_b = 0, \quad M_{rb} = 0, \quad M_{ra} = 0, \quad Q_a = 0$ $\theta_b = \frac{-qa^3}{DC_7}\left[\frac{C_9}{2ab}(a^2 - r_o^2) - L_{17}\right]$ $Q_b = \frac{q}{2b}(a^2 - r_o^2)$ $y_a = \theta_b a C_1 + Q_b\frac{a^3}{D}C_3 - \frac{qa^4}{D}L_{11}$ $\theta_a = \theta_b C_4 + Q_b\frac{a^2}{D}C_6 - \frac{qa^3}{D}L_{14}$
2l. Outer edge free, inner edge fixed 	$y_b = 0, \quad \theta_b = 0, \quad M_{ra} = 0, \quad Q_a = 0$ $M_{rb} = \frac{-qa^2}{C_8}\left[\frac{C_9}{2ab}(a^2 - r_o^2) - L_{17}\right]$ $Q_b = \frac{q}{2b}(a^2 - r_o^2)$ $y_a = M_{rb}\frac{a^2}{D}C_2 + Q_b\frac{a^3}{D}C_3 - \frac{qa^4}{D}L_{11}$ $\theta_a = M_{rb}\frac{a}{D}C_5 + Q_b\frac{a^2}{D}C_6 - \frac{qa^3}{D}L_{14}$

Dove l'autore ha impiegato le seguenti funzioni ausiliarie al fine di alleggerire la notazione (vengono riportate qui soltanto quelle necessarie alla determinazione dello stato tensionale nel caso di interesse):

$$F_4 = \frac{1}{2}\left[(1+\nu)\frac{b}{r} + (1-\nu)\frac{r}{b}\right]$$

$$F_5 = \frac{1}{2}\left[1 - \left(\frac{b}{r}\right)^2\right]$$

$$F_6 = \frac{b}{4r}\left[\left(\frac{b}{r}\right)^2 - 1 + 2\ln\frac{r}{b}\right]$$

$$F_7 = \frac{1}{2}(1-\nu^2)\left(\frac{r}{b} - \frac{b}{r}\right)$$

$$G_{14} = \frac{1}{16}\left[1 - \left(\frac{r_o}{r}\right)^4 - 4\left(\frac{r_o}{r}\right)^2 \ln\frac{r}{r_o}\right]\langle r - r_o\rangle^0$$

$$G_{17} = \frac{1}{4}\left\{1 - \frac{1-\nu}{4}\left[1 - \left(\frac{r_o}{r}\right)^4\right] - \left(\frac{r_o}{r}\right)^2\left[1 + (1+\nu)\ln\frac{r}{r_o}\right]\right\}\langle r - r_o\rangle^0$$

$$C_8 = \frac{1}{2}\left[1 + \nu + (1-\nu)\left(\frac{b}{a}\right)^2\right]$$

$$C_9 = \frac{b}{a}\left\{\frac{1+\nu}{2}\ln\frac{a}{b} + \frac{1-\nu}{4}\left[1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2\right]\right\}$$

$$L_{17} = \frac{1}{4}\left\{1 - \frac{1-\nu}{4}\left[1 - \left(\frac{r_o}{a}\right)^4\right] - \left(\frac{r_o}{a}\right)^2\left[1 + (1+\nu)\ln\frac{a}{r_o}\right]\right\}$$

La trattazione analitica, come evidente dalle illustrazioni incluse, prevede che il carico distribuito possa essere applicato anche solo su una porzione della superficie della lastra. Nel caso che qui occupa, tuttavia, l'intera superficie è soggetta al carico, quindi con riferimento alle equazioni sopra, vale $r_0=b$.

Nel caso si consideri il bordo interno incastrato, i risultati dello stato tensionale nel pistone di contropressione al variare della distanza radiale dal centro sono riportati nel foglio di calcolo di seguito:

								OUTER FREE - INNER FIXED						
Raggio esterno	a=	0,0285	m	E=	7,00E+10	Pa	r	θ	Mr	Mt	Q	σ_r [MPa]	σ_t [MPa]	σ_e [MPa]
Raggio stelo	b=	0,009	m	v=	0,3		0,009	0,00000	-1564	-469	2,03E+05	-110,881	-33,2643	**99**
Pressione	q=	5,00E+06	Pa	s=	**0,0092**	m	0,009975	-0,00027	-1283	-509	1,79E+05	-90,9432	-36,0851	79
	r0=	0,009					0,01095	-0,00049	-1058	-521	1,58E+05	-75,018	-36,909	65
							0,011925	-0,00066	-875	-515	1,40E+05	-62,0198	-36,5145	54
	Qb=	203125		m=	0,057065	Kg	0,0129	-0,00080	-723	-499	1,25E+05	-51,2376	-35,378	45
	Mrb=	-1127,59					0,013875	-0,00091	-595	-477	1,12E+05	-42,1874	-33,8008	39
	D=	4991,59					0,01485	-0,00100	-487	-451	9,96E+04	-34,5279	-31,9781	33
							0,015825	-0,00106	-395	-424	8,88E+04	-28,012	-30,0393	29
							0,0168	-0,00111	-317	-396	7,89E+04	-22,4561	-28,0712	26
	step	0,000975					0,017775	-0,00115	-250	-369	6,98E+04	-17,7207	-26,1329	23
							0,01875	-0,00117	-193	-342	6,14E+04	-13,6982	-24,2647	21
	Qb=	203125					0,019725	-0,00119	-145	-317	5,36E+04	-10,3036	-22,4943	20
	Mrb=	-1564,16					0,0207	-0,00120	-105	-294	4,63E+04	-7,46916	-20,8405	18
	D=	4991,59					0,021675	-0,00120	-73	-272	3,95E+04	-5,13998	-19,316	17
							0,02265	-0,00119	-46	-253	3,30E+04	-3,27107	-17,9294	17
	C8	0,684903					0,023625	-0,00118	-26	-235	2,69E+04	-1,82518	-16,6858	16
	C9	0,286355					0,0246	-0,00117	-11	-220	2,10E+04	-0,77109	-15,5884	15
	L17	0,144396					0,025575	-0,00116	-1	-207	1,55E+04	-0,08244	-14,6388	15
							0,02655	-0,00115	4	-195	1,01E+04	0,263216	-13,8373	14
							0,027525	-0,00113	4	-186	4,96E+03	0,285143	-13,1837	13
							0,0285	-0,00112	0	-179	0,00E+00	0	-12,677	13

Come prevedibile la tensione è massima all'incastro, ovvero in corrispondenza del bordo interno della lastra. Si noti tuttavia che per raggiungere una tensione massima inferiore ai 100MPa sarebbe necessario impiegare uno spessore della lastra superiore ai 9mm, con una massa corrispondente di 57 grammi.

Il risultato ottenuto peggiora ulteriormente quando si considera il bordo interno della lastra (cioè la superficie interna del pistone) semplicemente appoggiato invece che incastrato, come riportato nel foglio di calcolo che segue, considerando anche in questo caso uno spessore di 9,2mm:

r	θ	Mr	Mt	Q	σ_r [MPa]	σ_t [MPa]	σ_e [MPa]
0,009	-0,0047	0,0	-2380		0	-168,709	**169**
0,009975	-0,0046	-41,8	-2097		-2,96266	-148,63	**147**
0,01095	-0,0045	-57,8	-1868		-4,09752	-132,394	**130**
0,011925	-0,0044	-58,5	-1678		-4,14855	-118,95	**117**
0,0129	-0,0043	-50,4	-1518		-3,57027	-107,61	**106**
0,013875	-0,0042	-37,4	-1381		-2,64932	-97,9032	**97**
0,01485	-0,0041	-22,2	-1263		-1,57112	-89,4993	**89**
0,015825	-0,0040	-6,5	-1159		-0,45795	-82,1577	**82**
0,0168	-0,0040	8,6	-1068		0,608295	-75,7	**76**
0,017775	-0,0039	22,2	-987		1,572275	-69,9903	**71**
0,01875	-0,0038	33,8	-916		2,396363	-64,9236	**66**
0,019725	-0,0038	43,1	-852		3,054989	-60,4172	**62**
0,0207	-0,0037	49,8	-796		3,530889	-56,4049	**58**
0,021675	-0,0036	53,8	-745		3,812589	-52,833	**55**
0,02265	-0,0036	54,9	-701		3,892681	-49,6575	**52**
0,023625	-0,0035	53,1	-661		3,766635	-46,842	**49**
0,0246	-0,0035	48,4	-626		3,431965	-44,3558	**46**
0,025575	-0,0034	40,7	-595		2,887633	-42,1732	**44**
0,02655	-0,0034	30,1	-568		2,133633	-40,2721	**41**
0,027525	-0,0033	16,5	-545		1,170682	-38,6336	**39**
0,0285	-0,0033	0,0	-525		0	-37,2414	**37**

Anche in questo caso, non sorprendentemente, la tensione massima si ha in corrispondenza proprio del bordo interno. Il valore, tuttavia, è significativamente più alto, con un picco iniziale di 169MPa.

Le effettive condizioni al contorno della superficie interna del pistone dipendono da come questa verrà collegata allo stelo nell'applicazione pratica. Nel caso di un collegamento filettato, tuttavia, si avrà uno scenario strutturalmente più simile ad un appoggio che ad un incastro, con il già commentato aggravio dello stato tensionale.

Per tale motivo, la semplice geometria della lastra piana risulta del tutto inadatta a gestire i carichi d'esercizio.

Analogamente al caso di flessione della trave incastrata, è possibile ridurre l'intensità dello stato tensionale ispessendo la lastra in prossimità del foro centrale. Un ulteriore miglioramento è ottenibile facendo in modo di ridurre le sollecitazioni di natura flessionale, impiegando una superficie conica invece che piana.

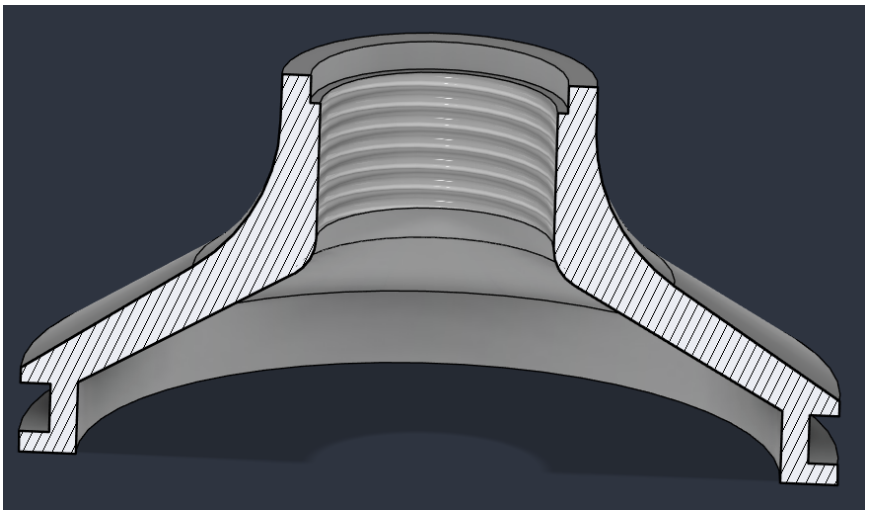


Figura 12: sezione CAD del pistone di contropressione come progettato

Con una conicità principale di 30° e un forte ispessimento nei pressi del foro centrale, opportunamente raccordato alla superficie conica, è stato possibile contenere la tensione equivalente di Von Mises entro i 100MPa, e allo stesso tempo ottenere una significativa riduzione di peso: il pistone di contropressione così progettato pesa infatti soltanto 34 grammi.

Ulteriore vantaggio di tale geometria è costituito dal fatto che la massima tensione equivalente sotto carico è praticamente indipendente dal tipo di vincolo applicato alla superficie interna: simulazioni agli elementi finiti hanno evidenziato differenze trascurabili nell'intensità massima della tensione equivalente.

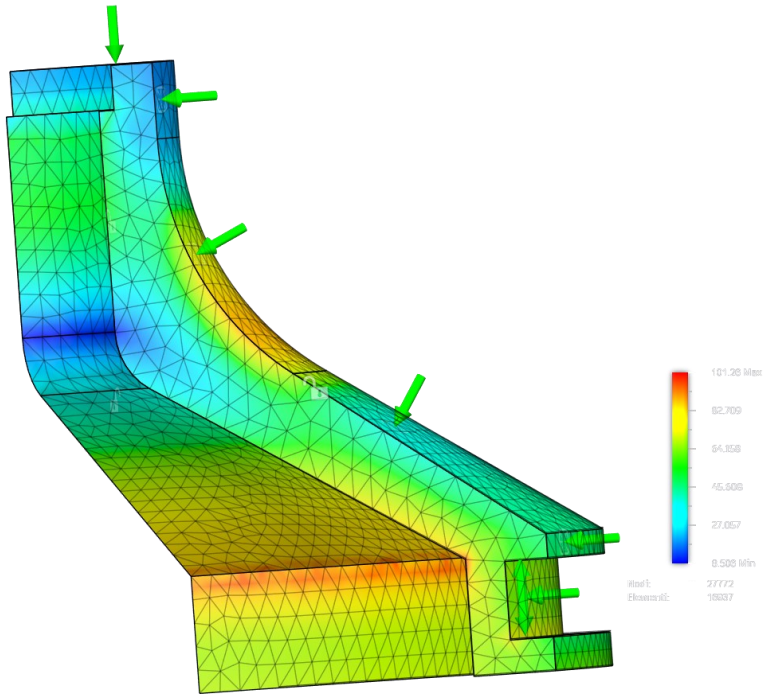


Figura 13: mappa di colori rappresentante l'andamento della tensione equivalente di Von Mises nel caso di bordo interno appoggiato

Il diaframma di apertura della valvola è strutturalmente analogo al pistone di contropressione, e di conseguenza la sua geometria viene definita allo stesso modo. A differenza di questi, tuttavia, è più pratico mantenere il lato convesso verso la canna, sottoponendo quindi al carico di pressione il lato concavo. L'analisi statica agli elementi finiti mostrava sollecitazioni massime in linea con il caso già studiato di pressione sulla superficie convessa, e la geometria veniva pertanto mantenuta simile. In questo caso, tuttavia, la geometria della parte destinata alla tenuta ha requisiti differenti. Per prima cosa, a differenza del pistone di contropressione, che deve mantenere la tenuta del gas per una corsa finita, il diaframma dovrebbe avere idealmente una corsa quanto più breve possibile, così da consentire l'apertura della valvola idealmente non appena la forza applicata dall'esterno supera quella di chiusura. Inoltre, posteriormente alla guarnizione, la cui sede è evidente in Fig. 14, deve essere predisposta una superficie di battuta conica, cui è affidato il

compito di sostenere la modesta forza di chiusura della valvola fintanto che questa non verrà azionata.

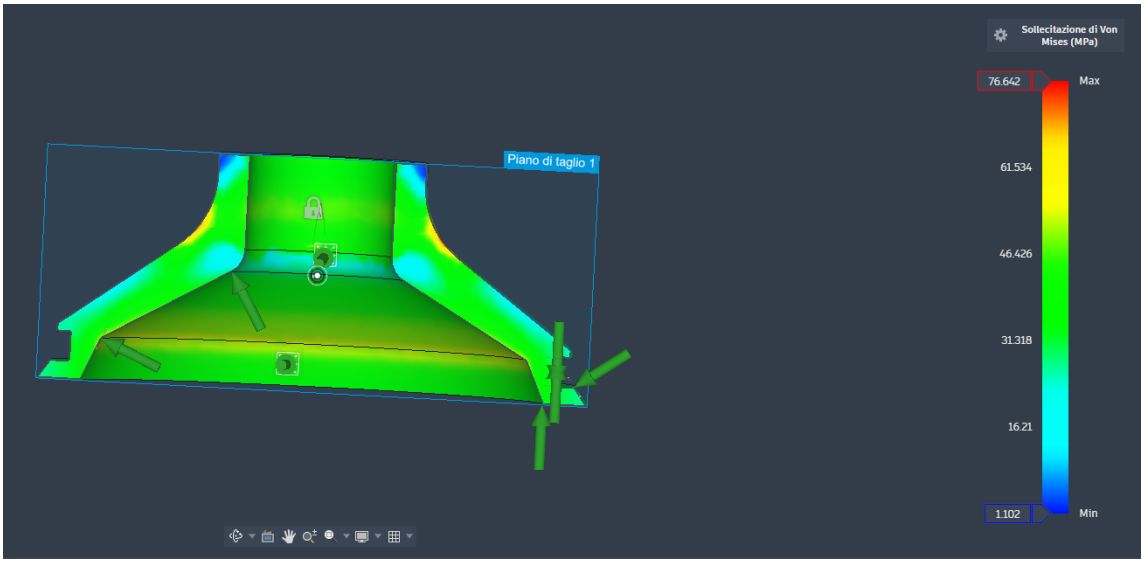


Figura 14: mappa di colori rappresentante l'andamento della tensione equivalente di Von Mises per il diaframma.

Come anticipato, il diaframma e il pistone di contropressione sono fra loro legati dallo stelo della valvola, a cui sono accoppiati mediante filettatura M18x1,5. I solchi di scarico previsti per l'utensile di filettatura servono anche da alloggiamento per due OR, che schiacciati assialmente da diaframma e pistone di contropressione, ne garantiscono la perfetta tenuta al gas compresso. [26]



Figura 15: illustrazione CAD del gruppo valvola completo

Da ultimo all'apice dello stelo, che si ricorda essere attraversato da un foro di 8mm di diametro, viene applicato un tappo dotato di un foro di diametro molto più piccolo, pari a 1,5mm. Ciò è necessario se si considera che il foro dello stelo altrimenti, durante la fase di sparo, collegherebbe la camera/canna pressurizzata con l'esterno dell'apparato, causando un'importante perdita di gas. Per questo motivo la sezione di passaggio deve essere ridotta, ma non eliminata: un piccolo foro di passaggio provoca perdite trascurabili nel breve tempo di canna, ma consente all'aria di fuoriuscire durante la fase di ricarica dell'apparato: al termine del lancio, la barra "striker" e il sabot devono essere rispinti all'indietro attraverso la canna, così da riportarli nella posizione iniziale per il colpo successivo. Essendo naturalmente il sabot dotato di guarnizione, questo comporterebbe la compressione dell'aria residua in canna, di fatto impedendo di far raggiungere al sabot la posizione totalmente arretrata. Il piccolo sfiato sullo stelo della valvola consente all'aria di fuoriuscire, permettendo il riarmo dell'apparato.

2.4. Progettazione della camera pressurizzata e della canna

Da un punto di vista costruttivo, appariva conveniente realizzare la camera come costituita da un tratto di tubo semplice, di diametro interno 100mm e spessore di parete 6mm, tenuto

chiuso alle estremità da due flange munite di guarnizioni OR e imbullonate fra loro con tiranti lunghi quanto tutta la lunghezza della camera. [26]

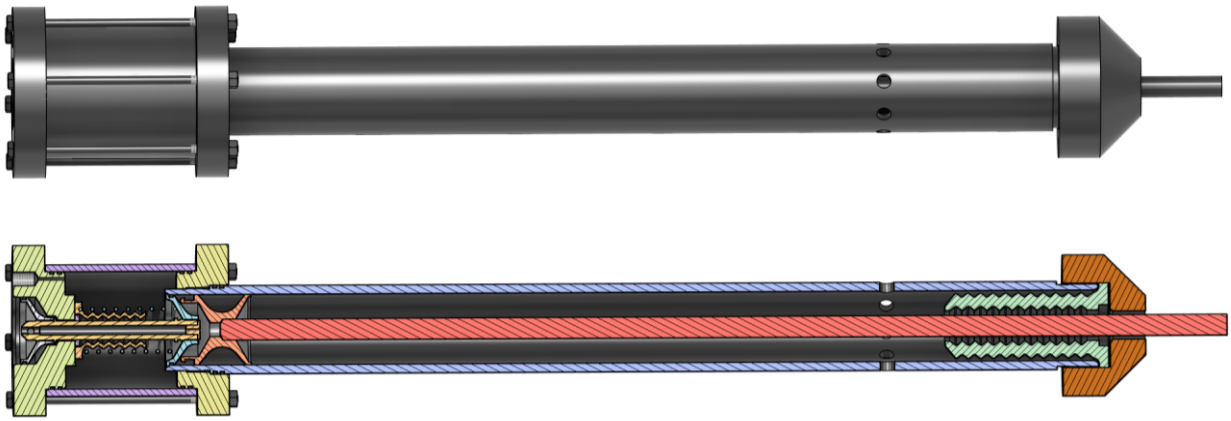


Figura 16: rappresentazione CAD del lanciatore pneumatico progettato dotato delle sue parti essenziali

La flangia anteriore è filettata per accogliere l'estremità di culatta della canna, ed anche in questo caso l'accoppiamento è sigillato con OR.

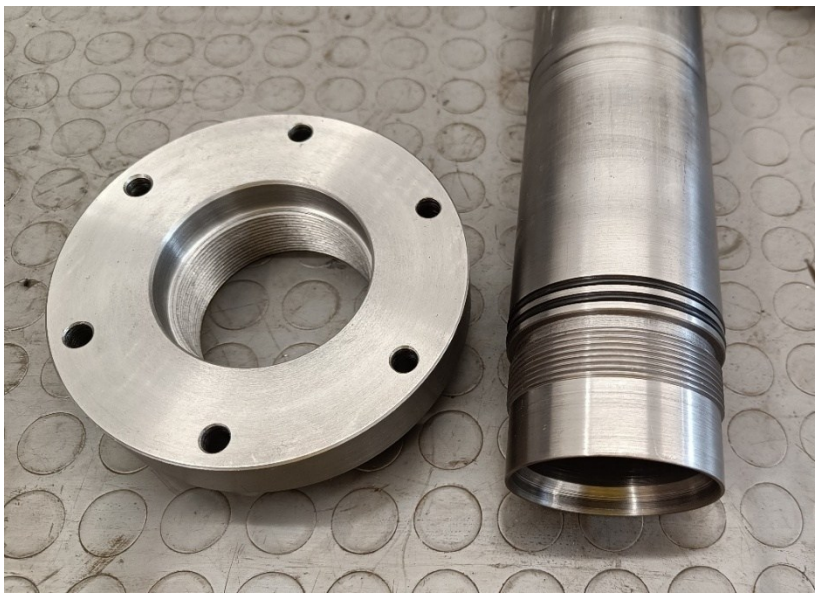


Figura 17: flangia anteriore ed estremità di culatta della canna; le filettature ne permettono il montaggio



Figura 18: A sinistra flangia anteriore e canna accoppiate; a destra il tubo costituente la parete della camera pressurizzata.

La flangia posteriore, come anticipato, accoglie anche il cilindro di contropressione, che è ricavato in essa per tornitura. Sul fondo della geometria cilindrica è poi ricavato il foro avente la funzione di guidare lo stelo della valvola.

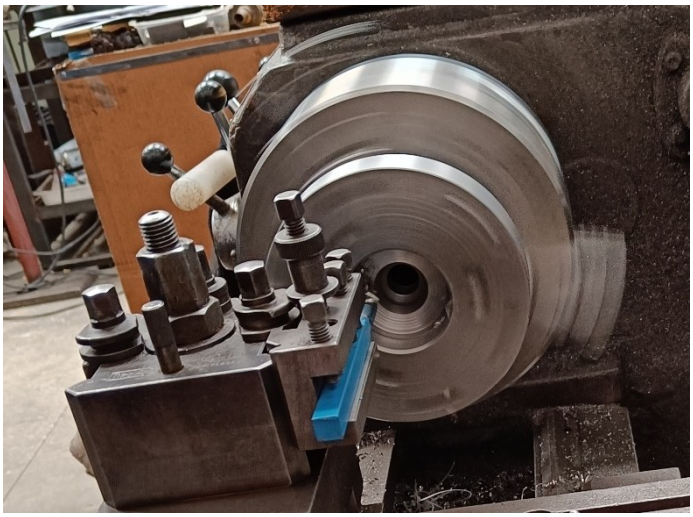


Figura 19: operazione di tornitura del cilindro di contropressione nella flangia posteriore

Inoltre, tre fori con filettatura GAS sono realizzati in posizione intermedia fra i fori dei bulloni e la cavità di contropressione, aventi la funzione di fornire e controllare l'alimentazione di gas compresso, come discusso nel prosieguo.



Figura 20: il lanciatore durante il suo montaggio; si notino i tre accessi alla camera pressurizzata.

Nella progettazione di questi componenti stazionari, le esigenze in termini di peso sono opposte rispetto a quanto visto per il gruppo valvola: l'elevato valore della massa da accelerare (1,9kg) richiede una massa rinculante sufficientemente grande. Il motivo di tale necessità verrà chiarito del dettaglio nei prossimi capitoli, basti per ora cercare di incrementare la massa del lanciatore (massa rinculante) quanto più possibile.

Per tale motivo, si sceglieva il tubo di acciaio lappato avente lo spessore più elevato disponibile presso i locali fornitori di componenti e semilavorati idraulici. Si tratta di un tubo lappato a forte spessore, in acciaio S355, avente diametro esterno di 75mm e, come da progetto, 60mm interno.

La filettatura scelta per l'accoppiamento con la flangia anteriore è la M72x2. La scelta di un passo fine è dettata dalla necessità di non ridurre eccessivamente lo spessore resistente in corrispondenza della filettatura, poiché una M72 a passo grosso, cioè M72x6, avrebbe un diametro di nocciolo della vite di 64,6mm. Considerando che la canna ha un diametro interno di 60mm, ciò significherebbe lasciare uno spessore resistente di soli 2,3mm in corrispondenza della filettatura. Ciò, unito al fatto che le sollecitazioni sono molto ridotte rispetto ai carichi sopportabili da un accoppiamento M72, ha favorito la scelta della filettatura a passo fine M72x2, avente un diametro di nocciolo della vite pari a 69,5mm.

Come reso evidente dalle figure, la canna è stata dotata di una serie di fori lungo una circonferenza che è situata nella posizione corrispondente alla fine della corsa del pistone-

sabot. Tali fori, 8xØ12mm, svolgono una duplice funzione: durante la corsa di sabot e barra, permettono all'aria originariamente presente in canna (a pressione atmosferica) di fuoriuscire agevolmente, senza che si generino sovrappressioni resistenti (e quindi deleterie per l'efficienza dell'apparato). Una volta terminata la corsa, permettono lo scarico del gas propellente al termine della sua espansione.

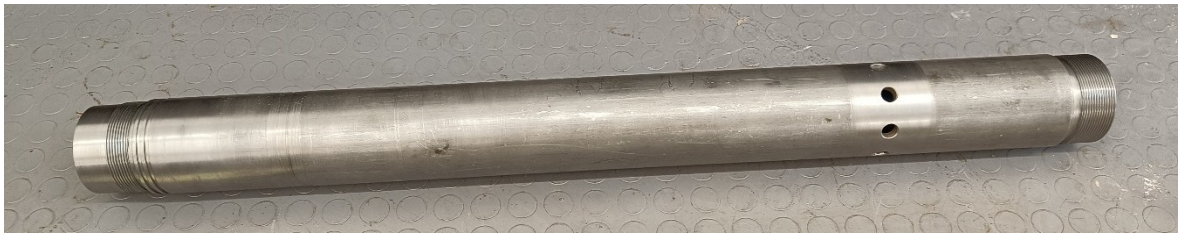


Figura 21: la canna del lanciatore nella sua interezza, così come costruita; si notino le filettature in culatta e volata, nonché i fori si sfiato gas.

Come per la canna, anche le flange vengono sovradimensionate in termini di spessore, e realizzate anch'esse in acciaio.

Sul diametro invece, esagerare con il sovradimensionamento non è indicato, per la difficoltà di dover tornire diametri eccessivi.

Il tubo costituente la camera, ottenuto per tornitura a partire da un tubo a spessore in S355, di diametro interno 100mm e spessore 6mm, è sollecitato praticamente solo circonferenzialmente, con una

$$\sigma_c = P\frac{d}{2s} = 41{,}7MPa$$

Valore oltre 8 volte inferiore al limite elastico dell'acciaio, confermando un sovradimensionamento volto ad incrementare la massa rinculante e con essa l'energia di rinculo.

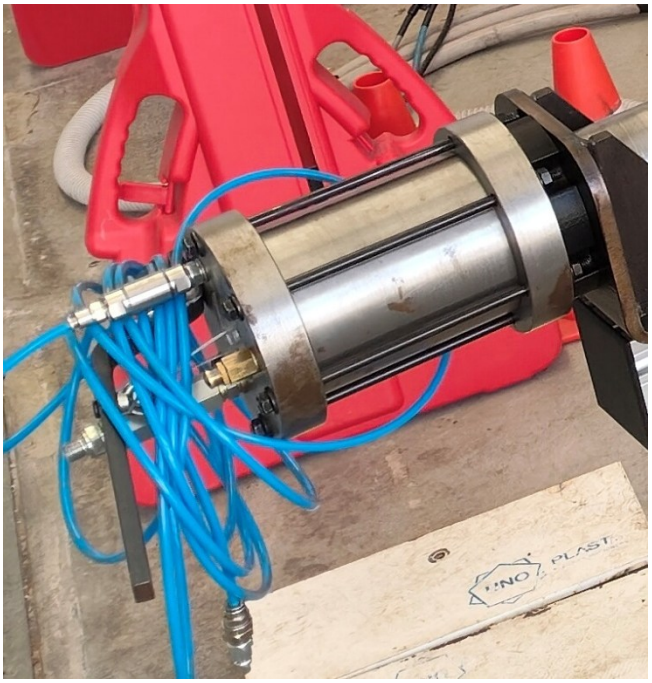


Figura 22: La camera pressurizzata completa durante i test preliminari

6 bulloni M8, classe di resistenza 8.8 vengono scelti per sostenere il carico assiale generato dall'azione della pressione interna contro le flange [20]

Il carico massimo supportato da tutti i bulloni è:

$$F_{ab} = 5\frac{\pi}{4}D_c^2 = 39300N$$

Quindi il carico sul singolo bullone: F_b= 6550N

Considerando la sezione resistente della filettatura M8 pari a 36,6mm^2, si ottiene una tensione di trazione massima **σ = 179MPa**, contro un limite elastico dato dalla classe di resistenza di 0,8*800=640MPa, fornendo un coefficiente di sicurezza di 3,5 rispetto allo snervamento. [17, 20]

Si è così giunti all'architettura di base del sistema "gas gun".

Si noti che non è stata predisposta una tenuta fra la camera principale e il cilindro di contropressione. Ciò in quanto il funzionamento prevede che, prima dell'azionamento, tali volumi si trovino in equilibrio fra loro, entrambi pressurizzati alla stessa pressione. Ciò non solo rende inutile una tenuta ermetica, ma addirittura controproducente, poiché in tal caso sarebbe necessario provvedere separatamente alla pressurizzazione dei due volumi.

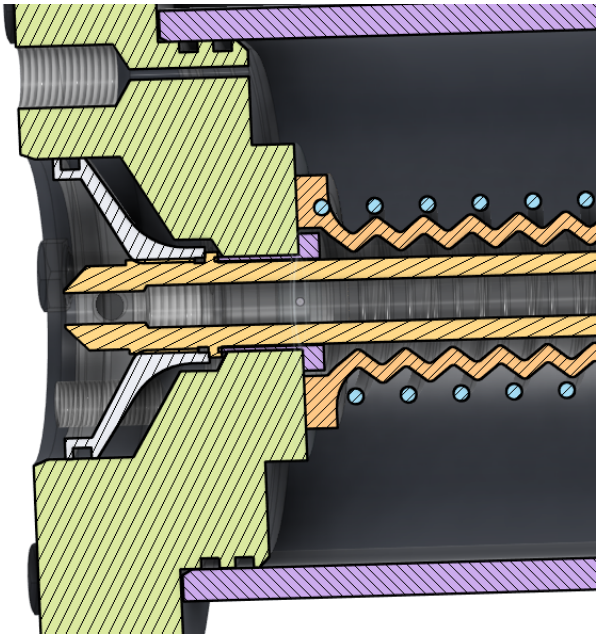


Figura 23: dettaglio della sezione ottenuto in CAD raffigurante la parte posteriore del gruppo valvola. Si noti la sottile boccola polimerica che guida lo stelo.

Per tale motivo, invece di una guarnizione, viene predisposta una boccola in materiale polimerico, dotata di un taglio longitudinale. Una volta installata, la boccola guida lo stelo della valvola nel suo scorrere, prevenendone l'usura contro il più duro acciaio, ma il taglio assiale causa una controllata perdita di gas dalla camera principale a quella di contropressione, così che durante la pressurizzazione iniziale, i due volumi raggiungano automaticamente l'equilibrio.

La minuta sezione del travaso, tuttavia, fa sì che la perdita che si genera durante lo sparo, una volta che il pistone di contropressione è fuoriuscito dal suo cilindro, sia piccola a sufficienza da non inficiare le prestazioni del lanciatore.

È infine essenziale predisporre un sistema per assorbire l'energia cinetica assunta dalla valvola al termine della sua corsa di apertura: l'elevata velocità di apertura della valvola necessaria a garantire un funzionamento efficiente e facilmente prevedibile del lanciatore prevede inevitabilmente la generazione di una importante quantità di energia cinetica del gruppo valvola (diaframma, stelo e pistone di contropressione).

L'assorbimento di energia dovrebbe idealmente avvenire prevalentemente in modo irreversibile: se l'energia cinetica del gruppo valvola venisse assorbita in maniera elastica (reversibile), questa verrebbe poi restituita alla stessa, generando un rimbalzo e portando il

diaframma a urtare a forte velocità la sede conica sulla culatta, rischiando di produrre deformazioni plastiche sotto le sollecitazioni d'urto. Un ottimo compromesso fra performance di assorbimento degli urti e semplicità è costituito dai tamponi in gomma poliuretanica, dotati di una elevata densità di energia assorbibile, prevalentemente in maniera irreversibile. Per tale motivo, un tampone in gomma poliuretanica termoplastica viene integrato nel progetto, alloggiato coassialmente allo stelo della valvola. Dovendo essere piuttosto rigido, lo si progetta in modo da entrare in contatto con il diaframma soltanto al termine della corsa utile della valvola, pari a 3cm.

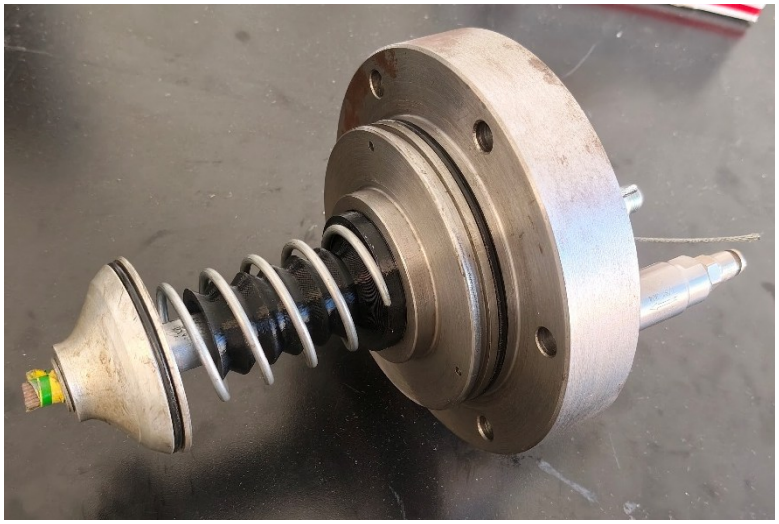


Figura 24: flangia posteriore con il gruppo valvola installato. Sono visibili anche l'ammortizzatore in TPU e la molla di richiamo.

Dopo 30 mm di corsa del diaframma, infatti, l'area a disposizione del gas per fluire dalla camera alla canna, schematizzata come una superficie cilindrica di diametro 60mm e altezza pari alla corsa del diaframma, è esattamente il doppio dell'area sezionale della canna, così da non provocare alcuna costrizione del flusso, a meno degli effetti dinamici dovuti ai cambi di direzione subiti dal gas per fluire dalla camera alla canna.

Per consentire la chiusura automatica della valvola, viene inoltre aggiunta al tampone in gomma una molla relativamente cedevole, avente la duplice funzione di richiamare la valvola in posizione di chiusura al termine dello sparo, e di tenere il tampone in TPU in sede, cioè aderente alla parete posteriore della camera.

Il lanciatore così congegnato, una volta pressurizzato, è azionato applicando una forza di trazione al gruppo valvola compresa, a seconda della pressione di esercizio, fra i 138N (a 5

bar) e i 1380N (a 50 bar), più eventuali attriti e forza della molla. Tale forza verrà fornita da un meccanismo di apertura comandato pneumaticamente a distanza, descritto al paragrafo 2.8.

2.5. Guida della barra e verifica di stabilità elastica

Ad azionamento avvenuto, la valvola arretra repentinamente, la canna viene pressurizzata e rapidamente portata in equilibrio con la camera; il sabot riceve quindi la spinta della pressione, trasferendola alla barra "striker", ed entrambe iniziano ad accelerare verso la volata.

Se un'estremità della barra è tenuta saldamente in sede all'interno del sabot, l'altra non può di certo essere lasciata libera, poiché la sede del sabot non è progettata per agire strutturalmente come un incastro, necessitando quindi di una guida dell'altra estremità affinché la barra rimanga coassiale all'apparato durante la sua accelerazione. Anche qualora lo fosse, poi, la barra è un corpo snello sollecitato in compressione, ed il rischio di instabilità a carico di punta deve essere eliminato: guidando l'estremità frontale della barra si rientra in una condizione di vincolo molto più favorevole rispetto a quello della "mensola incastrata", e al sabot è richiesto di agire, dal punto di vista strutturale, come una semplice cerniera invece che come un incastro. [16]

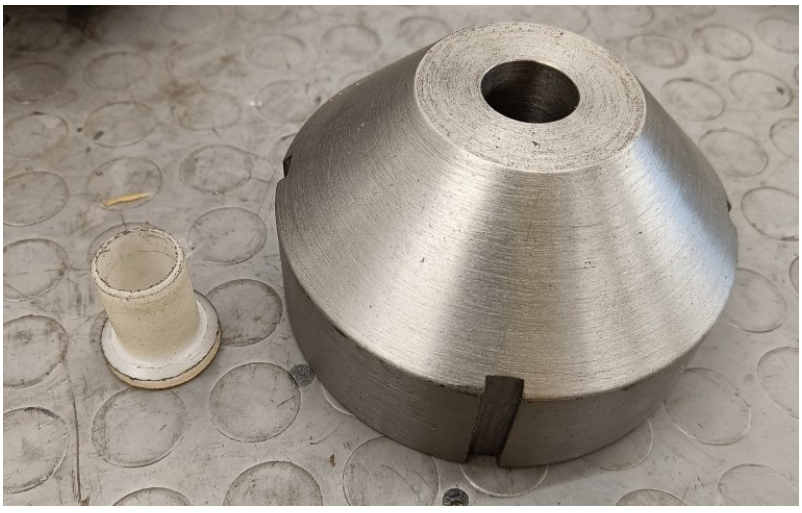


Figura 25: vista anteriore del tappo di volata e della sua boccola come realizzati



Figura 26: il lanciatore con il tappo di volata montato durante i test preliminari.

La guida frontale è costituita da un tappo di volata (muzzle cap) che, accoppiato alla parte frontale della canna mediante filettatura, anche in questo caso M72x2, accoglie nella sua parte apicale una boccola realizzata in Ertalon, avente la funzione di guidare con precisione la barra durante il suo scorrimento, prevenendo l'usura delle parti metalliche.



Figura 27: vista posteriore del tappo di culatta, che mostra la filettatura necessaria al montaggio in volata e la sede della boccola di guida.

Dal punto di vista strutturale, rimane da verificare che la barra in corso di accelerazione non rischi di instabilizzarsi sotto il carico di compressione cui è sottoposta.

La trattazione classica del problema, ovvero quella del carico critico euleriano, si presta in realtà poco al caso in questione, poiché prevede un carico concentrato ad una estremità dell'asta, e vincolato in quella opposta. [16]

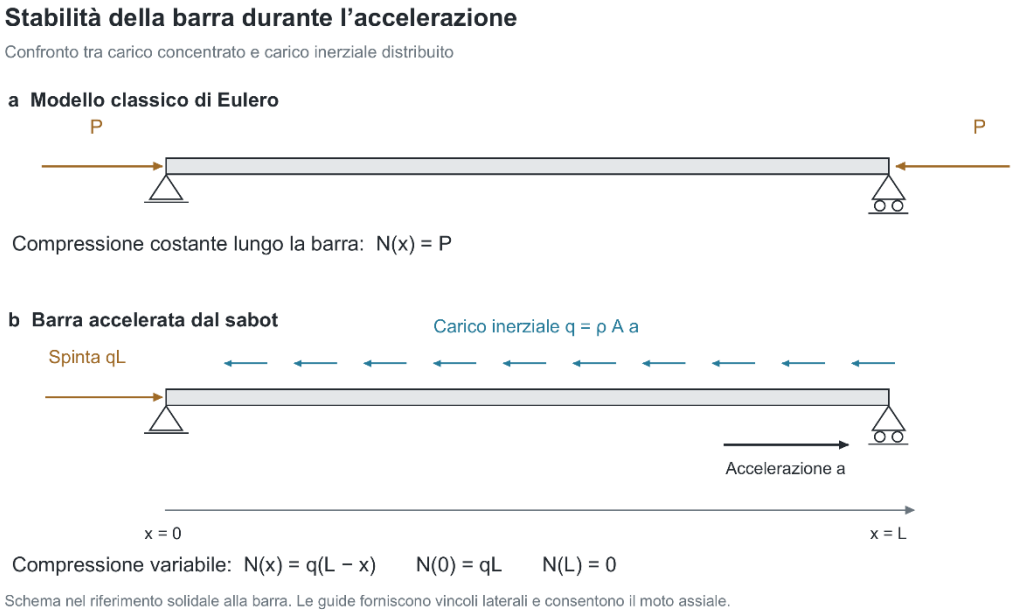


Figura 28: schema che mostra la differenza fra il problema euleriano classico e quello effettivamente riscontrato nel presente lavoro.

Tale carico concentrato, tuttavia, nel problema in questione non esiste: la barra è compressa fra la spinta ricevuta e la sua stessa inerzia. Il problema è quindi schematizzabile come una barra sottoposta ad un carico assiale distribuito, e non concentrato. [16, 32]

Essendo la barra a sezione costante, il carico distribuito sarà uniforme.

Prima di affrontare la trattazione del caso corretto, è comunque interessante calcolare il carico critico euleriano "classico", così da poterlo poi confrontare con i risultati della trattazione specifica.

Considerando che le condizioni di vincolo della barra possono essere schematizzate come cerniera-carrello, il carico critico sarebbe espresso da:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Considerando acciaio, D=18mm, e una distanza fra i supporti di 80cm, avremo E=200.000 MPa e $I = \frac{\pi D^4}{64} = 5150$ mm^4; il carico critico sarà quindi:

$$P_{cr} = 15{,}8\ kN$$

Che è già superiore al carico massimo cui è sottoposta la barra quando la pressione è massima, cioè **14,1 kN**. Questo risultato, seppur proveniente dalla trattazione di una condizione di carico diversa da quella effettiva, è di buon auspicio: infatti, distribuendo il carico massimo lungo la lunghezza della barra, la stabilità non può che migliorare.

È comunque importante ottenere una descrizione esatta del fenomeno, così da conoscere effettivamente i limiti operativi dell'architettura.

Ponendo la coordinata x a partire dalla base, lo sforzo normale di compressione vale:

$$N(x) = q(L - x)$$

Dall'equilibrio del concio infinitesimo di trave nella configurazione deformata, nell'ipotesi di piccoli spostamenti si ottiene in coordinate cartesiane:

equilibrio assiale: $n_x(x) = -N(x)$

equilibrio trasversale: $-n_y(x) + n_y(x + dx) = 0 \rightarrow \ n_y'(x) = 0$

equilibrio rotazionale: $M'dx + n_y dx - n_x dy = 0$

Introducendo nell'ultima equazione quella dell'equilibrio assiale, e ricordando che $dy = y'dx$, si ottiene:

$$n_y = -M' - Ny'$$

Derivando e ricordando l'equilibrio alla traslazione trasversale:

$$n_y' = -M'' - (Ny')' = 0$$

Dunque si è ottenuta la relazione: $M'' + (Ny')' = 0$, che combinata con la relazione momento-curvatura di Eulero-Bernoulli $M = EIy''$, nell'ipotesi che EI sia costante porta a:

$$\boldsymbol{EIy''''(x) + [N(x)y'(x)]' = 0}$$

Che è la formulazione della stabilità del problema in questione.

Introducendo l'espressione dello sforzo normale di compressione variabile del caso in esame si ottiene l'equazione che governa il fenomeno:

$$\boldsymbol{EIy'''' + q(L - x)y'' - qy' = 0}$$

Introducendo la coordinata adimensionale $\xi = \frac{x}{L}$, l'equazione può essere riscritta come:

$$\frac{EI}{L^4} Y'''' + \frac{q}{L}(1-\xi)Y'' - \frac{q}{L}Y' = 0$$

dove Y è funzione di ξ, e le derivate sono ora rispetto a tale variabile:

Riordinando:

$$Y'''' + \frac{qL^3}{EI}(1-\xi)Y'' - \frac{qL^3}{EI}Y' = 0$$

Definendo la grandezza adimensionale

$$\lambda = \frac{qL^3}{EI}$$

Si ottiene:

$$Y'''' + \lambda[(1-\xi)Y'' - Y'] = 0$$

In cui si riconosce un problema generalizzato agli autovalori. Risolvendo numericamente, si ottiene il valore di λ critico, ovvero quello più basso per cui il problema ammette una soluzione oltre a quella banale di trave rettilinea. Tale valore è:

$$\lambda_{cr} = 18{,}5687\ldots$$

Dunque il valore critico del carico totale distribuito sarà:

$$\boldsymbol{Q_{cr} \cong 18{,}5\frac{EI}{L^2}}$$

È interessante notare la differenza con il carico critico nel comune caso di forza concentrata in testa: il carico critico distribuito è più alto di $\frac{18{,}5}{\pi^2} = 1{,}87$ volte.

Ciò significa che, nel caso pratico della nostra barra, il carico massimo sopportabile senza che si verifichi instabilità elastica sarebbe di 15,8*1,87= **29,5 kN**, oltre il doppio rispetto al massimo di progetto.

Poiché l'apparato in corso di progettazione potrebbe avere la necessità di impiegare anche barre in lega di alluminio 7075T6 o titanio 6Al4V, è opportuno verificare la stabilità anche di tali barre, caratterizzate dalle seguenti proprietà (moduli elastici stimati per difetto)
Titanio: E=110 GPa , ρ=4450 kg/m^3 → **Q_{cr}= 16.2 kN**

Alluminio: E=70 GPa, ρ=2700 kg/m^3 → **Q_{cr}= 10.3 kN**

Dunque, apparentemente, la barra in lega d'alluminio sembrerebbe instabilizzarsi durante il lancio. Questo problema tuttavia si pone soltanto a velocità superiori ai 50 m/s, poiché barre di materiali meno densi pesano proporzionalmente meno, richiedendo meno lavoro meccanico per essere accelerati alla stessa velocità, e conseguentemente meno carico di spinta.

Nel caso dell'alluminio, la forza iniziale che il lanciatore dovrebbe applicare per raggiungere i 50 m/s di velocità è in prima approssimazione[1]:

$$Q_{Al} = Q_{Fe}\frac{\rho_{Al}}{\rho_{Fe}} = 4{,}9\ kN$$

Quindi ampiamente entro i limiti di stabilità.

2.6. Progettazione del sabot

Oltre al gruppo valvola, il sabot è l'altro componente strutturalmente sollecitato la cui massa deve essere contenuta al minimo. Infatti, il sabot deve per definizione raggiungere la stessa velocità del corpo che spinge (nel presente caso la barra "striker"). Ciò comporta da un lato un consumo di lavoro meccanico che non si traduce in energia disponibile per la barra, ma viene trasformato in energia cinetica del sabot stesso. Dall'altro lato tale energia cinetica deve essere dissipata al termine della corsa di accelerazione se si vuole riutilizzare il sabot. [33]

Vista la velocità balisticamente non estrema dell'apparato in fase di progettazione, e la comodità ed economicità di non dover ad ogni colpo sostituire il sabot, appariva conveniente concepire una architettura a sabot riutilizzabile.

[1] Vedasi cap. 5 per una trattazione dettagliata

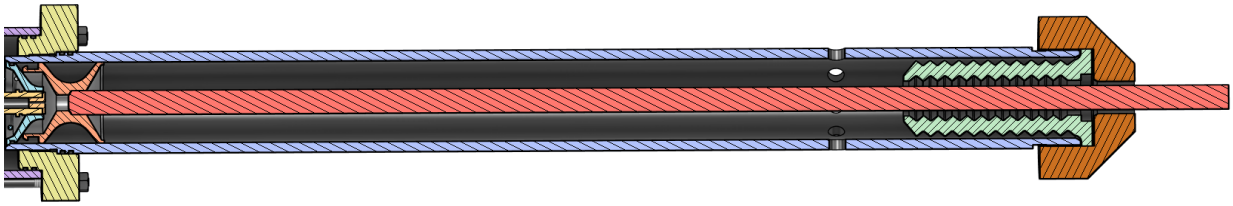


Figura 29: sezione CAD del lanciatore progettato; si notino il sabot all'estremità sinistra della barra e l'ammortizzatore in TPU corrugato a quella destra.

Ciò richiede non solo di prevede un assorbitore di energia in corrispondenza del fine corsa del sabot, ma progettare sia tale assorbitore che il sabot stesso in modo che la loro interazione ad alta velocità non provochi sollecitazioni capaci di danneggiare i componenti coinvolti.

Naturalmente, non è possibile lasciare che il sabot si schianti contro il tappo di volata, poiché l'energia cinetica da dissipare si trasformerebbe in una deformazione plastica del sabot, danneggiandolo.

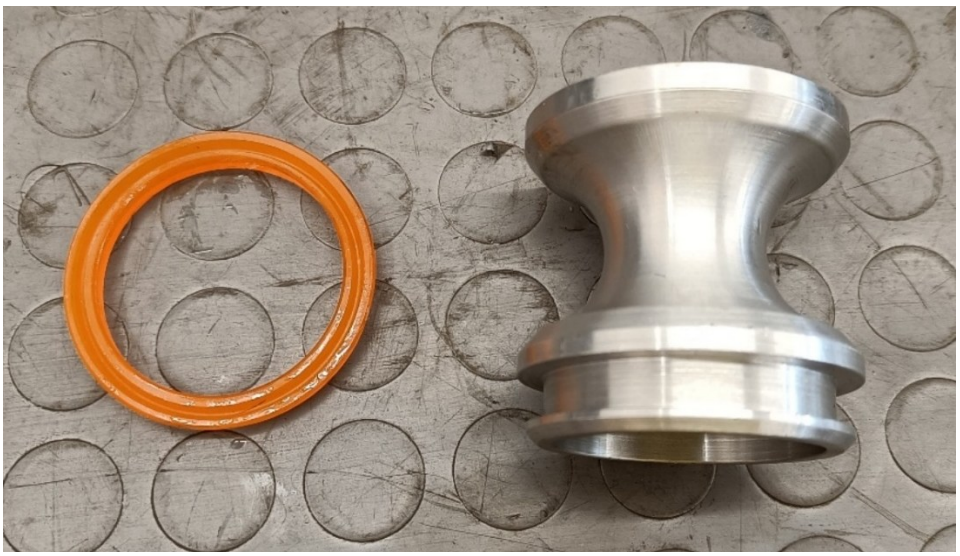


Figura 30: il sabot così come realizzato, vicino alla sua guarnizione a labbro MACMA MAD 50-60

Da un punto di vista strutturale, il sabot è sollecitato quindi in due fasi differenti del ciclo di funzionamento dell'apparecchio: durante il lancio, e al termine della corsa durante la frenata.

Il lancio, dal punto di vista strutturale, è molto simile al problema già affrontato del pistone di contropressione della valvola: si tratta schematicamente di una sezione circolare sottoposta a pressione uniforme, la cui risultante viene equilibrata da un carico (o reazione

vincolare) applicato sul bordo interno. Non sorprendentemente, quindi, la struttura della parte inferiore del sabot risulterà geometricamente molto simile a quella già vista per i componenti del gruppo valvola.

In linea di principio il sabot potrebbe non essere forato al centro, e chiudere completamente la sezione della canna. Il motivo per cui è stato invece introdotto un foro è esclusivamente di sicurezza. Serve a ridurre le conseguenze di un accidentale sparo in assenza di barra: qualora per un errore di procedura durante il caricamento dell'apparato, una volta riportato il sabot nella sua posizione di partenza in culatta, la barra venisse nuovamente sfilata e portata in posizione avanzata, o addirittura rimossa (procedura che costituisce una grave violazione del protocollo d'uso), le conseguenze di un eventuale sparo sarebbero limitate dalla perdita di gas che si realizzerebbe attraverso il foro del sabot, di diametro 12mm. Durante il funzionamento normale, ovvero con la barra inserita, tale passaggio del gas è interdetto dalla presenza della barra, che è saldamente premuta contro la sua sede dalle sollecitazioni di lancio.

Infine, perché il sabot svolga correttamente il suo lavoro di trasferimento di carico dal gas alla barra (payload) è necessario che questo limiti al massimo i trafilamenti di gas fra la sua superficie esterna e la canna, che altrimenti andrebbero a costituire delle perdite di gas propellente. Per tale motivo si dotava il sabot di una guarnizione a labbro in poliuretano (Fig 30), del tipo MACMA MAD, nella configurazione 50-60, che una volta installata nella sua sede ricavata nella parte posteriore del sabot, opererà una buona tenuta nei confronti del gas. [31]

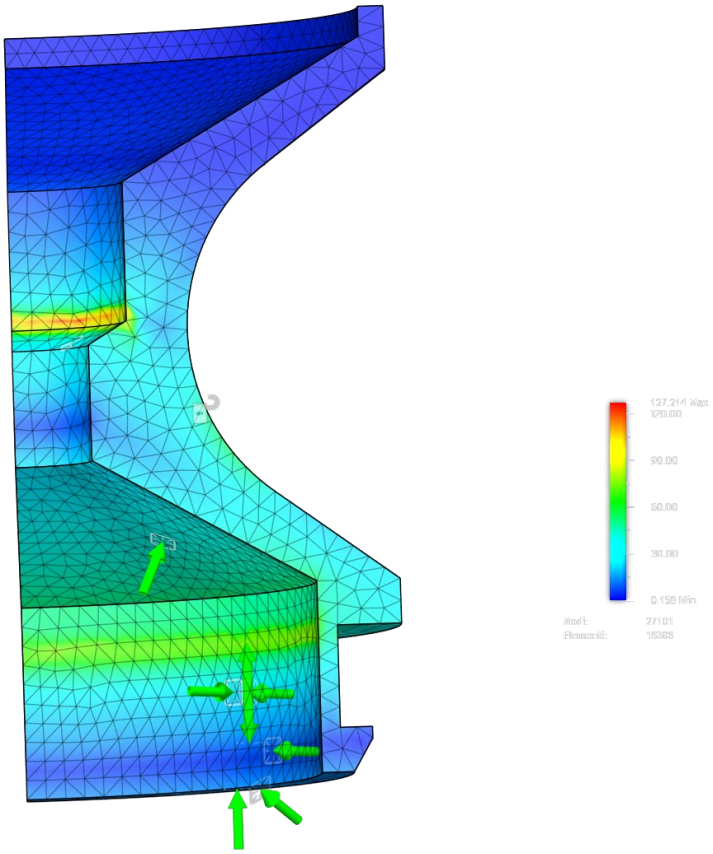


Figura 31: Mappa di colori della tensione equivalente di V.Mises ottenuta dall'analisi strutturale FEM

Un preliminare dimensionamento della sede, prevede una tensione di compressione sulla sede anulare della barra di:

$$\sigma = \frac{P * (60^2 - 12^2)}{18^2 - 12^2} = 96MPa$$

Ciò senza considerare l'effetto inerziale del sabot, che va a favore di sicurezza.

Una verifica FEM dell'intero sabot veniva condotta, impiegando il modulo "sollecitazione statica" di Autodesk Fusion, che restituiva risultati di tensione equivalente inferiore ai 120 MPa. Il modello veniva impostato nell'ipotesi di assialsimmetria, con l'applicazione di 5 MPa di pressione su tutte le superfici esposte al gas compresso, e vincolato impostando uno spostamento nullo della superficie di appoggio della barra nella direzione assiale. Venivano impiegata una mesh ad elementi parabolici di forma tetragonale.

Per garantire una stabilità sufficiente del sabot nella canna, considerando anche l'esigenza di prevenire fenomeni di instabilità della barra durante l'accelerazione, è inoltre opportuno dotare il sabot di una superficie di supporto anteriore, speculare a quella della tenuta dei gas.

Tale superficie, che durante la corsa di accelerazione non è particolarmente sollecitata, dovendo solo prevenire fenomeni di instabilità, lo è invece durante la fase di frenata, poiché sarà proprio la superficie frontale ad urtare il tampone di fine corsa, dovendo trasferire il carico di frenata alla superficie posteriore. Anche in questo caso, si tratta di una corona circolare soggetta a pressione, almeno in prima approssimazione costante, per cui ancora una volta la conformazione conica è quella strutturalmente ideale.

Il risultato è la cosiddetta geometria a clessidra, comunemente impiegata nei sabot ad alte prestazioni anche per impieghi balistici. [33]



Figura 32: Le principali parti meccaniche al termine delle lavorazioni. L'elemento corrugato nero è l'ammortizzatore in TPU del sabot.

Così progettato, e realizzato anch'esso in lega d'alluminio 6082 T6, il sabot ha una massa di 125g, dunque inferiore ai 200g di "clearance" che erano stati inizialmente previsti. Alla velocità massima di progetto di 50m/s, è dotato di un'energia cinetica di:

$$K_s = 156\,J$$

Che corrisponde all'energia da dissipare nell'urto con il tampone di fine corsa.

Analogamente a quanto escusso per il gruppo valvola, componenti a comportamento conservativo, come le molle, non sono ideali per via della loro naturale tendenza a causare rimbalzi, oltre ad essere capaci di assorbire una quantità d'energia modesta per unità di massa.

La velocità di 50 m/s, seppur sicuramente più elevata di quella riscontrata in molte altre costruzioni meccaniche, è ancora gestibile mediante un tampone in gomma, non richiedendo quindi l'uso di architetture più sofisticate come freni ad attrito, idraulici o elementi sacrificali.

I poliuretani sono frequentemente impiegati nel ruolo di assorbitori d'urto, vista non solo la loro elevata energia elastica specifica, ma anche il comportamento marcatamente visco elastico, il cui contributo irreversibile di assorbimento d'energia è particolarmente utile in applicazioni come quella in esame. Inoltre, il poliuretano termoplastico (TPU) si presta particolarmente alla fabbricazione additiva FDM, che consente anche di realizzare strutture di riempimento parziale all'interno del tampone, consentendo di variare la rigidezza del tampone agevolmente ed in modo continuo. [18, 19]

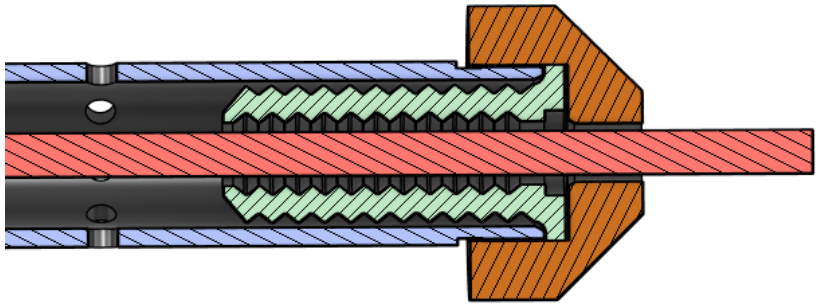


Figura 33: dettaglio frontale della sezione CAD del lanciatore.

Nel dettaglio, un robusto tampone in gomma poliuretanica veniva realizzato tramite fabbricazione additiva FDM, impiegando poliuretano termoplastico di durezza 95 Shore A a riempimento parziale pari al 60% del tipo "gyroid", con 3 perimetri da 0,4mm e 3 layer "top" e "bottom".

Le superfici interna ed esterna del tampone venivano realizzate corrugate per prevenire il fenomeno di shell buckling della "pelle", che potrebbe collassare verso l'interno a riempimento parziale.

Sperimentalmente si verificava come un tale tampone fosse capace di comprimersi fino al 50% della sua lunghezza iniziale senza incorrere in deformazioni residue una volta scaricata la tensione.

Il tampone viene dimensionato in modo che sia in grado di assorbire l'energia dell'urto in regime quasi-statico, considerando che l'effettivo comportamento viscoelastico dell'elastomero agirà da ulteriore margine di sicurezza, comportando una quota di assorbimento energetico ulteriore di tipo dissipativo.

Il tampone è dotato di un risalto terminale avente funzione di ritegno, destinato ad essere schiacciato fra il vivo di volata della canna e il tappo di volata. La parte apicale presenta invece la stessa conicità della parte anteriore del sabot, così da favorire un appoggio uniforme.

2.7. Alimentazione del lanciatore

Nel caso in cui il test sperimentale da condurre richieda una velocità della barra striker fino ai 20 m/s, il sistema può essere alimentato semplicemente con dell'aria compressa proveniente da un comune compresso a bassa pressione (10 bar). Qualora fossero necessarie velocità maggiori, il sistema deve essere alimentato con il gas compresso proveniente da una bombola ad alta pressione. Fra tutti i gas tecnici compressi reperibili sul mercato, quello più adatto all'applicazione in questione è l'**azoto,** per i seguenti motivi:

a) È un gas inerte, inodore e atossico, privo di indicazioni di pericolo;
b) È facilmente reperibile sul mercato dei gas tecnici, poiché ampiamente usato in molteplici applicazioni tecniche;
c) È di basso costo;
d) Ha proprietà molto simili a quelle d'aria, che è essa stessa costituita per circa il 78% da azoto;

e) Fra gli altri impieghi, è utilizzato per testare impianti ad alta pressione, per cui sono agevolmente disponibili sul mercato riduttori di media pressione (fino a 60 bar).

Dunque, una **bombola da 14 litri di azoto a 200 bar** viene individuata come la fonte di gas ad alta pressione ottimale per l'applicazione richiesta. Un regolatore di media pressione regolabile con continuità fino a 60 bar, di marca OxyTurbo [30] (Fig.35), consente di fornire all'apparato la pressione richiesta dal test specifico. Il collegamento da regolatore a lanciatore, veniva poi realizzato tramite uno speciale tubo flessibile per impianti gas ad alta pressione, con pressione di esercizio fino a 350bar, cortesemente fornito dalla Alema Solutions di Macerata.



Figura 34: estremità posteriore del lanciatore, dove sono visibili la valvola di sicurezza e gli accessi di bassa e alta pressione, muniti ognuno della propria valvola di non ritorno.

Il sistema di alimentazione, in definitiva, è così concepito:

sulla flangia posteriore del lanciatore sono ricavati tre fori filettati con filettatura gas cilindrica, due da 1/8” e uno da ¼”. Il primo è impiegato per ricevere l’alimentazione a bassa pressione, mentre quello da ¼” riceve l’alta pressione. Il terzo foro filettato accoglie una valvola di sicurezza con apertura automatica quando la pressione eccede i 50 bar.

La camera pressurizzata del lanciatore è quindi predisposta per ricevere entrambe le alimentazioni senza modificare i collegamenti. Perché questo possa essere fatto in sicurezza, entrambi gli ingressi vengono dotati di valvola di non ritorno (check valve) progettata per l’alta pressione (entrambe sono prodotti commerciali progettati per impianti a 300 bar). In corrispondenza dell’ingresso di bassa pressione, la valvola di non ritorno svolge l’essenziale lavoro di proteggere la linea di alimentazione a bassa pressione dalle alte pressioni che si trovano in camera quando questa viene alimentata tramite la bombola a pressione più alta di 10 bar. In corrispondenza dell’ingresso ad alta pressione, la funzione non è strutturale ma funzionale: la valvola di non ritorno consente, durante l’utilizzo del lanciatore a bassa pressione, di impiegarlo anche senza collegare la linea di alta pressione.



Figura 35: Il regolatore azoto 0-60bar marca OxyTurbo impiegato per l’alimentazione dell’apparato

La possibilità di avere sia la linea di bassa pressione che quella di alta contemporaneamente collegate all’apparecchio consente inoltre la possibilità di effettuare il rifornimento a doppio

stadio: quando il sistema deve essere alimentato ad alta pressione, pur potendo naturalmente essere pressurizzato interamente dalla bombola ad alta pressione, ciò non è conveniente, visto che per i primi 8 – 10 bar è possibile attingere alla ben più economica sorgente a bassa pressione. Per questo motivo la sequenza di caricamento è la seguente:

a) La linea di bassa pressione viene collegata ad una sorgente di aria compressa a bassa pressione (tipicamente fra gli 8 e i 10 bar), attendendo che la pressione nella camera precompressa si equalizzi con quella della sorgente;
b) Se è necessario operare a pressione più alta, ed è quindi stata collegata una bombola di azoto compresso al regolatore di pressione della linea ad alta pressione, il regolatore viene azzerato, la bombola viene aperta ed impiegando il pomello del regolatore la pressione di uscita viene progressivamente aumentata fino a leggere sul manometro in output il valore richiesto dalla prova sperimentale.
c) Successivamente la bombola viene chiusa, (per evitare sprechi di gas), e la prova può essere condotta. Non è invece necessario chiudere la sorgente di bassa pressione, poiché la linea in ingresso a bassa pressione ha una portata limitata.

Terminato il caricamento può essere effettuata la prova sperimentale nei minuti che seguono. La camera precompressa, una volta riempita, è progettata per conservare il gas compresso all'interno di essa senza perdite.

Dopo lo sparo, la linea a bassa pressione viene disconnessa dalla sorgente di pressione in modo da poter ricaricare in sicurezza, ed il ciclo può essere ripetuto.

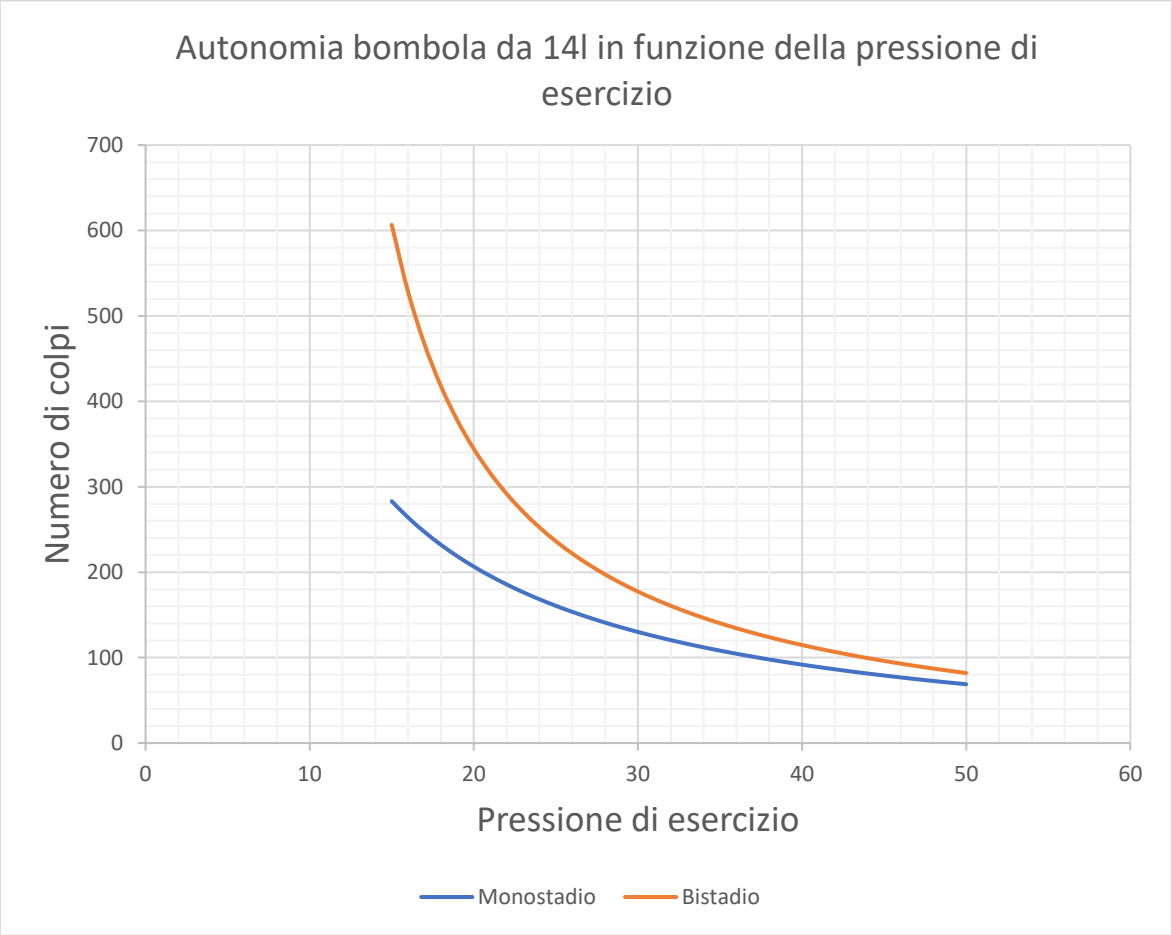
È utile calcolare il numero di colpi che si possano sparare alle differenti pressioni di esercizio con una singola bombola di azoto da 14 litri, prima che sia necessario ricaricarlo.

Considerando che l'effettivo volume della camera pressurizzata, così come realizzata, è di 610 cm^3, e considerando la bombola inizialmente carica a 200 bar, impiegando direttamente la bombola, si avrà a disposizione un numero di colpi che va da circa 280 a 15 bar fino a 69 colpi a 50 bar.

Se invece, come previsto dal sistema di alimentazione del lanciatore progettato, si utilizza un rifornimento bistadio, precaricando prima con la linea a bassa pressione (ad esempio 8 bar) e soltanto dopo con la bombola, si ottiene un aumento considerevole di autonomia,

specialmente a bassa pressione: il numero di colpi a disposizione a 15 bar sale a circa 600, mentre quello a 50 bar a 82.

L'autonomia espressa in numero di colpi è graficata di seguito in funzione della pressione di esercizio, assumendo bombola da 14 litri inizialmente a 200 bar, 0,61 litri di capacità della camera precompressa, e 8 bar disponibili nella linea a bassa pressione:



2.8. Progettazione del sistema di innesco

Come detto, perché il lanciatore una volta pressurizzato effettui lo sparo, è necessario che il gruppo valvola venga tratto all'indietro con sufficiente forza da vincere la resistenza iniziale del gas, variabile fra i 138 e i 1380N, più il piccolo contributo dell'attrito e della molla di richiamo. Per fornire tale forza in modo affidabile e ripetibile, viene predisposto un attuatore pneumatico ausiliario progettato e costruito ad hoc.

Si tratta di un sottile pistone che, scorrendo in un corto cilindro sotto la pressione del gas proveniente a dalla linea a bassa pressione, riceve la spinta necessaria all'attivazione della valvola. Tale spinta viene trasmessa attraverso un cavetto d'acciaio, e la scelta di un tirante flessibile non è casuale: non appena la valvola viene azionata, questa arretra molto più velocemente di quanto potrebbe farlo il pistone dell'attuatore, per cui un elemento di collegamento rigido fra gruppo valvola e attuatore d'apertura sarebbe d'intralcio o subirebbe dei danni.

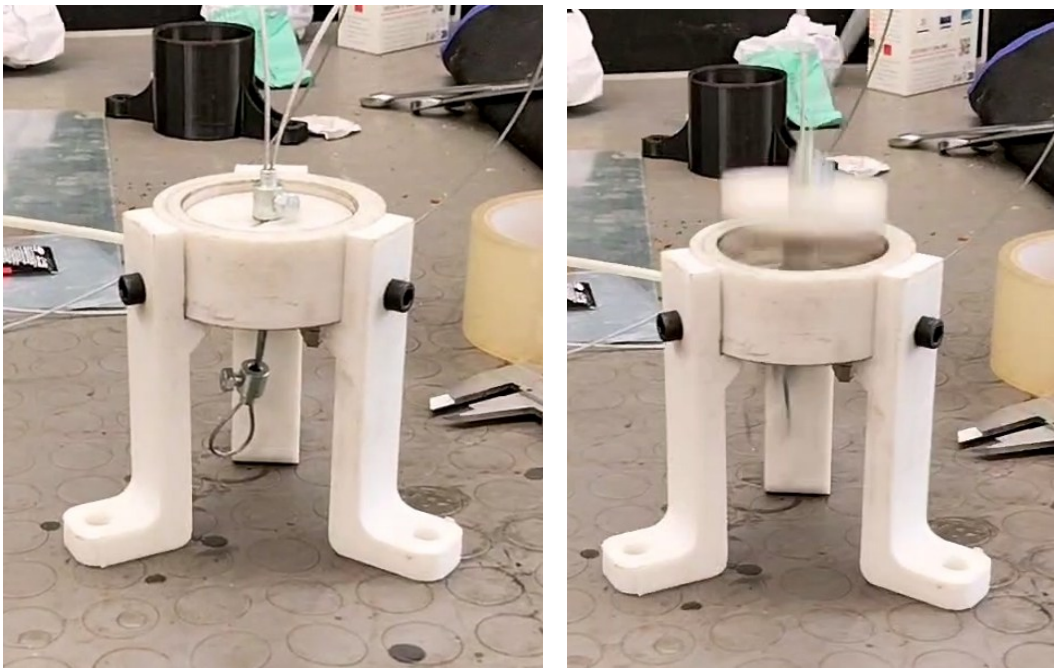


Figura 36: Due fotogrammi estrapolati da un video di prova dell'attuatore ausiliario. A sinistra l'attuatore nella sua posizione di riposo, a destra il pistone è stato espulso dalla pressione dell'aria. Si noti il sollevamento, con il pistone, del cavetto d'acciaio che lo attraversa.

L'attuatore ausiliario è dotato di tre staffe di supporto come mostrate in figura, dotate di un risalto su cui il cilindro si appoggia, e a cui è assicurato per mezzo di una vite.

Le tre staffe sono a sua volta vincolate alla flangia posteriore del lanciatore per mezzo degli stessi bulloni che assicurano la chiusura della camera pressurizzata. Nel caso di figura le staffe sono realizzate additivamente in materiale polimerico, per cui i fori di passaggio delle viti venivano dotati di boccole in acciaio C40 bonificato di diametro esterno 12mm ed interno 9mm in modo da poter trasferire il carico dalla testa della vite alla flangia del lanciatore.

Il dimensionamento dell'attuatore è basato sulla forza che questi deve generare per poter aprire la valvola.

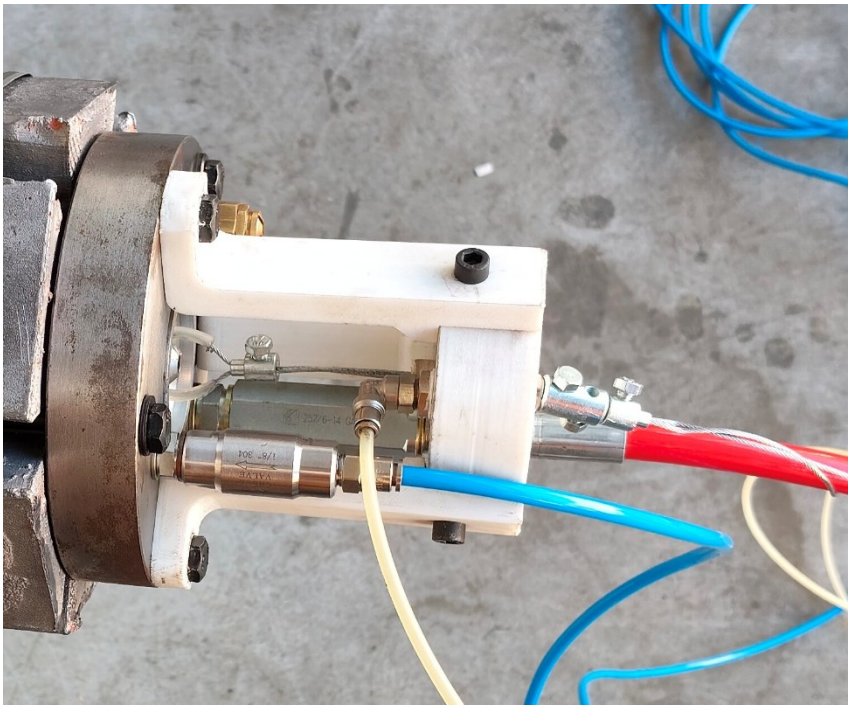


Figura 37: Il retro del lanciatore completo di attuatore ausiliario e collegamenti pneumatici

Il trigger attraverso il quale l'operatore aziona la macchina è costituito da un pulsante che, comandando una piccola valvola, fornisce aria compressa all'attuatore ausiliario. Per motivi di praticità è conveniente alimentare l'attuatore ausiliario con la stessa sorgente di aria a bassa pressione impiegata per il primo stadio di pressurizzazione, ovvero fino ad un massimo di 10bar, e questo incide sul dimensionamento dell'attuatore; possono infatti verificarsi due casi:

a) Il lanciatore viene impiegato solo con la sorgente a bassa pressione (fino a 10 bar); in questo caso la pressione fornita all'attuatore ausiliario è uguale a quella presente nella camera pressurizzata. Dunque, perché l'attuatore generi una forza sufficiente all'apertura è sufficiente che esso abbia un'area uguale alla differenza fra l'area della tenuta del diaframma (Ø60mm) e quella del pistone di contropressione (Ø57mm)
b) Il lanciatore viene impiegato ad alta pressione (fino a 50 bar); in questo caso la pressione fornita all'attuatore è significativamente più bassa di quella presente in camera: è quindi necessaria una superficie del pistone molto più ampia;

Naturalmente, dovendo l'attuatore funzionare in entrambi i casi, deve essere dimensionato per il secondo scenario, quello più severo. Si considera quindi la camera pressurizzata alla pressione massima di progetto, pari a 50 bar, e l'attuatore alimentato con la pressione più bassa che la linea a bassa pressione può fornire: la pressione che fa scattare il pressostato del compressore di bassa pressione è di 7 bar o 8 bar[2] a seconda del compressore impiegato, ma è opportuno lasciare un margine operativo all'attuatore per compensare gli attriti e la forza residua della molla di richiamo, e per azionare la valvola con sufficiente decisione, quindi si considera un margine del 10% rispetto alla pressione del pressostato più basso. Il dimensionamento viene fatto quindi considerando una pressione di 6,3 bar.

L'area richiesta sarà (considerando una forza di apertura di 1380N:

$$A_a = \frac{1380}{0.63} = 2190\ mm^2$$

Tale area non coincide semplicemente con l'area della sezione del cilindro, poiché al fine di poter trasmettere una forza di trazione, il pistone deve essere dotato di uno stelo munito di guarnizione, all'interno del quale passi il cavetto d'acciaio. L'area utile per la spinta pneumatica è quindi quella della corona circolare fra l'alesaggio del cilindro e lo stelo del pistone. Lo stelo ha il solo compito di ospitare la tenuta pneumatica, e non deve sopportare particolari sollecitazioni, per cui può essere sottile. Ipotizzando uno stelo da 12mm di diametro, l'alesaggio richiesto è espresso come:

$$D_a = \sqrt{\frac{4}{\pi}A_a + d^2} \cong 54mm$$

A favore di sicurezza, si sceglie un **alesaggio dell'attuatore ausiliario di 55mm.**

[2] Naturalmente, nulla vieta di far ripartire manualmente il compressore, per sfruttare la massima pressione che può fornire. Quando il lanciatore viene impiegato vicino alla sua massima pressione, è anzi consigliabile fornire all'attuatore una pressione superiore a 9 bar.

3. Progettazione dell'apparato SHPB

Il lanciatore pneumatico (gas gun) appena progettato ha la funzione di accelerare la prima barra, cosiddetta "striker", del sistema SHPB, composto da altre due barre: la barra incidente (input) e quella trasmittente (output).

Le tre barre vanno mantenute quanto più precisamente allineate durante le prove, in modo da soddisfare al meglio le ipotesi della teoria della propagazione delle onde monodimensionali.

Per soddisfare tale requisito, e al contempo consentire un agevole montaggio e regolazione dell'apparato, veniva selezionato un profilato in alluminio a cave prodotto dalla CTA di Civitanova Marche (MC), di sezione 90x90mm, nella variante a spessore più elevato offerta dall'azienda. [29]

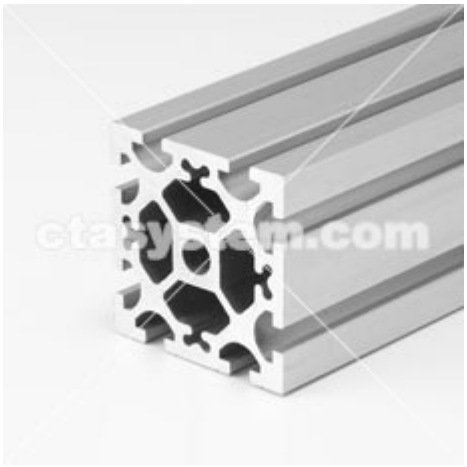


Figura 38: immagine del profilato estrapolata dal catalogo dell'azienda [29]

Si tratta di un sistema modulare dotato di due cave per lato, che possono ospitare dadi scorrevoli per il fissaggio dei vari componenti dell'apparato. La variante scelta ha un momento d'inerzia dichiarato di 295 cm^4, ed una lunghezza di 6 metri, corrisponde alla lunghezza complessiva dell'apparato che si sta progettando. Per tale motivo, si acquistava una barra intera del profilato, che andava quindi a costituire la "bancata" dell'intero apparato.

3.1. Accoppiamento del lanciatore al profilato

Il lanciatore viene assicurato al profilato mediante due supporti progettati e realizzati ad hoc, in lamiera S355 [21] piegata e saldata. L'accoppiamento del lanciatore richiede una attenta progettazione strutturale, poiché deve sopportare le sollecitazioni di rinculo del lanciatore, che sono rilevanti. La forza viene scambiata fra il tappo di volata e la faccia anteriore del supporto anteriore.



Figura 39: il lanciatore parzialmente assemblato montato sui supporti durante le prove preliminari. Il carico di rinculo viene trasferito dalla superficie posteriore del tappo di volata contro la faccia del supporto. Le nervature saldate sul lato opposto garantiscono la resistenza strutturale.

Tuttavia, se tale supporto dovesse idealmente sopportare l'intera forza del lancio, esso sarebbe soggetto ai 14,1kN precedentemente calcolati. Pur essendo un carico certamente sopportabile strutturalmente, l'approccio di scaricare direttamente le sollecitazioni a telaio non è vantaggioso, poiché l'impulso si trasferirebbe attraverso il telaio a tutto l'apparato, provocando degli spostamenti delle zone soggette a misurazioni, complicando fra le altre cose l'acquisizione delle immagini tramite telecamera ad alta velocità. Irrigidire il telaio per ridurre tali spostamenti non è, da sola, la soluzione ottimale, poiché irrigidire una struttura lunga 6 metri renderebbe l'intero apparato troppo pesante per essere agevolmente spostato. Inoltre per espressa esigenza del committente, l'apparato deve essere mobile su ruote, e non è certo possibile aspettarsi un comportamento rigido in una struttura montata su ruote.

Dando primaria importanza alla qualità della sperimentazione, una strategia alternativa derivata dagli impieghi balistici viene studiata per eliminare completamente ogni effetto della forza di rinculo sull'apparato:

Si prevede che, al momento dello sparo, l'intero lanciatore possa rinculare liberamente per una distanza che possa da questo essere percorsa in un tempo più lungo di quello necessario a concludere il test dinamico.

In altri termini, si lascia il rinculo libero per il tempo necessario al test, solo al termine del quale il lanciatore potrà applicare carichi strutturali al telaio.

Questo approccio, sicuramente vantaggioso per la qualità dei test, necessita di alcune cautele: per prima cosa, rispetto alle applicazioni balistiche tradizionali, il rapporto fra massa rinculante e massa accelerata è piccolo: considerando che barra e sabot insieme pesano circa[3] 1,9Kg e il lanciatore, così come progettato nel cap.2, pesa circa 20Kg, si ha un rapporto di masse di circa 10:1. Tale rapporto appare particolarmente sproporzionato se lo si paragona a lanciatori balistici comuni: un comune fucile a canna liscia cal.12, ad esempio, ha un rapporto di masse che va da 90:1 a 160:1. Le armi leggere a canna rigata sono più frequentemente nel range da 200:1 a 400:1.

[3] Anche se il sabot effettivamente realizzato pesa meno, a favore di sicurezza si considera ancora l'intera clearance progettuale di 200g.

Nella pratica balistica ordinaria, l'elevato rapporto delle masse fa sì che si possa considerare il "lanciatore" inerzialmente fermo durante tutto il tempo di canna, ed è ingegneristicamente corretta l'assunzione che il movimento di rinculo inizi solo dopo la fine del lancio.

Nel caso del lanciatore per barra di Hopkinson che si sta progettando, invece, il movimento di rinculo durante il lancio non è affatto trascurabile. Per la conservazione della quantità di moto, per ogni istante il rapporto fra la velocità del lanciatore e quella della barra è legato al rapporto fra le masse da:

$$\frac{V}{v} = \frac{m}{M}$$

E relazione analoga vale per integrazione rispetto agli spazi percorsi[4] dalla massa rinculante (S) e dalla barra (s):

$$\frac{S}{s} = \frac{m}{M}$$

Dunque, sapendo che la corsa di accelerazione della barra è di 60cm, e aggiungendo per sicurezza 10cm di tragitto libero fra la fine dell'accelerazione e l'urto contro la barra di input, la distanza di rinculo percorsa dalla gas gun di 20 kg sarebbe di S=6,7 cm

Dunque sarebbe sufficiente lasciare al lanciatore la possibilità di arretrare di tale distanza per essere sicuri che le forze di rinculo non raggiungano il telaio e quindi l'area dei test prima che questo sia effettivamente concluso.

Tuttavia, è vantaggioso appesantire ulteriormente il lanciatore, non solo per ridurre la corsa "a vuoto" necessaria, ma anche per ridurre l'energia di rinculo: si tratta dell'energia cinetica acquisita dall'apparato di lancio, che è deleteria per due motivi: principalmente si tratta di energia che andrà dissipata durante la successiva fase di interazione con il telaio. Inoltre, è energia che viene sottratta dal bilancio energetico totale, riducendo l'efficienza meccanica dell'apparato.

L'energia di rinculo è espressa da:

[4] Nel sistema di riferimento assoluto

$$E_{rinculo} = \frac{1}{2}MV^2 = \frac{1}{2}\frac{m^2}{M}v^2 = \frac{m}{M}E_{proiettile}$$

Dove si è usata la relazione di conservazione della massa precedentemente introdotta e si è indicata con $E_{proiettile}$ l'energia cinetica della massa accelerata.

Per il lanciatore "nudo", tale energia sarebbe:

$$E_{rinculo} = \frac{1{,}9}{20} * 2375 = 226\,J$$

Venivano quindi progettati e realizzati mediante fusione dei blocchetti in lega di piombo antimoniale da alloggiare esternamente alla camera pressurizzata del lanciatore, posizionati ognuno fra un bullone e l'altro. Complessivamente, la massa della gas gun veniva così portata a una **massa complessiva** di **M=34 kg**

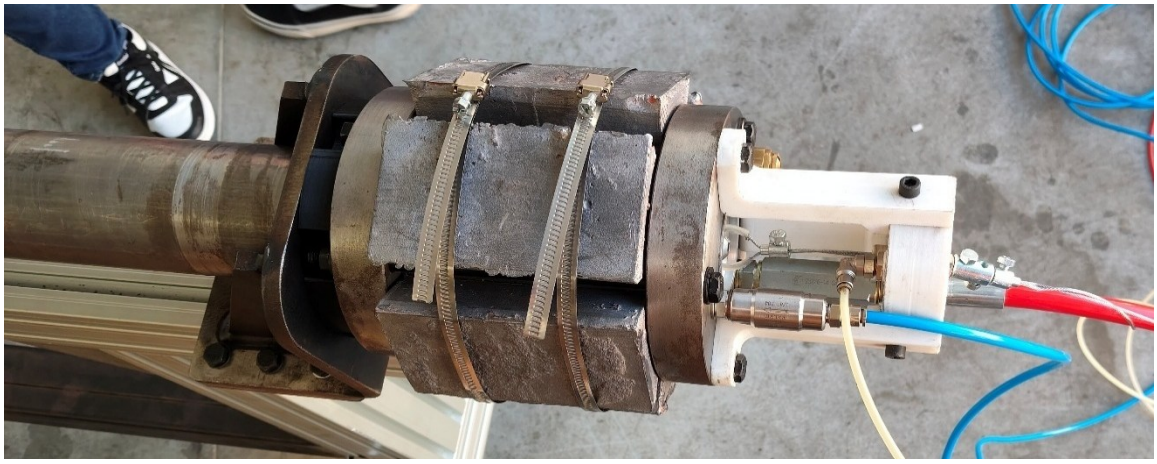


Figura 40: La parte posteriore del lanciatore munita delle 6 zavorre in piombo.

Con questo valore aggiornato, la corsa di rinculo libero diventa:

$$\boldsymbol{S = 3{,}9\ cm}$$

E l'energia di rinculo:

$$\boldsymbol{E_{rinculo} = 133\ J}$$

Venivano quindi lasciati 4cm di corsa libera alla gas gun rispetto al supporto frontale. Non si poteva certo però lasciare che questa urtasse direttamente il supporto, poiché in tal caso si verrebbero a creare forze impulsive enormi. Per tale motivo, una serie di dischi in gomma poliuretanica ottenuti additivamente, con riempimento parziale (50% cubic infill), venivano

presidsposti per assorbire l'energia di rinculo, attenuando l'urto. Questo tipo di approccio, ovvero quello di lasciar rinculare il lanciatore quasi liberamente per poi arrestarlo con un ammortizzatore è comune nella pratica balistica, e nel caso in esame offre non solo il già citato vantaggio di non trasferire le forze di lancio direttamente alla struttura durante il tempo di canna, ma anche l'opportunità di ridurre considerevolmente il modulo della forza scaricata a telaio al termine della corsa di rinculo libero. Infatti, regolando la rigidezza dell'ammortizzatore, e conseguentemente la lunghezza della corsa di frenata, è possibile scaricare un determinato valore di forza al telaio. Naturalmente, per la conservazione dell'energia, tanto più si vuole ridurre la forza trasmessa al telaio, quanto più bisognerà allungare la corsa di frenata.

Nel caso che si sta studiando, un buon compromesso è quello di limitare la forza scaricata a telaio a circa metà della sollecitazione di sparo iniziale. Quindi, la forza massima esercitata dall'ammortizzatore dovrà essere: Fmax= 7000N

Considerando in prima approssimazione un comportamento lineare dell'ammortizzatore, la conservazione dell'energia fornisce semplicemente:

$$\frac{F_{max}}{2} d = E_{rinculo}$$

Dove con "d" si è indicata la corsa di rinculo necessaria, che varrà quindi:

$$d = 2\frac{E_{rinculo}}{F_{max}} = 38mm$$

Considerando una certa incertezza sul comportamento effettivo della gomma durante l'urto, inclusi gli effetti di attrito con la canna del lanciatore sotto carico, si sceglieva a favore di sicurezza una **corsa dell'ammortizzatore di 50mm**, per essere sicuri di limitare la forza massima al valore richiesto.

Dalle prove sperimentali di compressione effettuate sul TPU 95shore A effettuate con macchina di trazione/compressione Zwick Roell Z050, il materiale in questione può essere compresso assialmente fino a metà della sua lunghezza iniziale senza che allo scarico appaiano deformazioni residue.



Figura 41: prova sperimentale di compressione di uno degli elementi assorbenti il rinculo

Quindi, si sceglie un tampone lungo **10cm di lunghezza**.

Per praticità costruttiva e soprattutto di montaggio, considerando che il tampone in gomma, durante l'esercizio, è sollecitato soltanto in compressione, conveniva suddividere il tampone in 8 rondelle lunghe 12,5mm ciascuna montate coassialmente alla canna, fra il tappo di volata e il supporto anteriore del lanciatore.

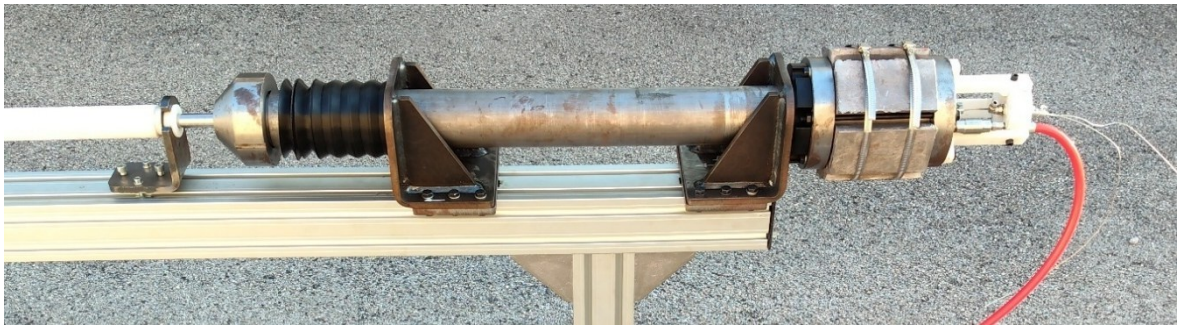
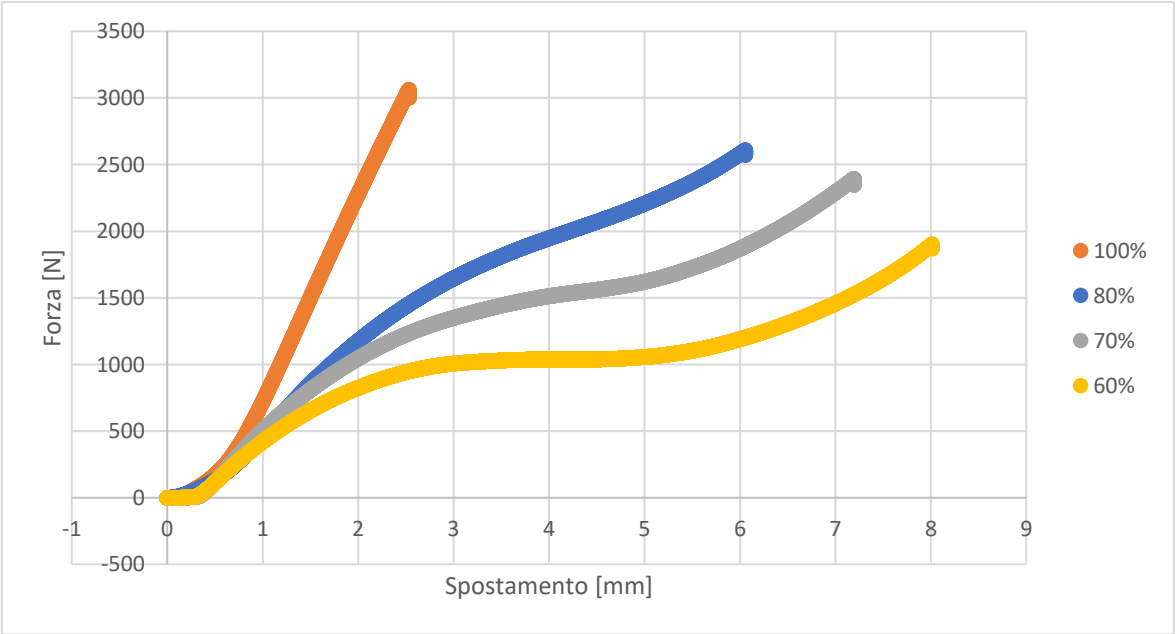


Figura 42: Gas gun completa, installata nell'apparato SHPB. Si notino gli elementi ammortizzanti neri fra il supporto anteriore ed il tappo di volata, oltre a quello posteriore situato fra supporto posteriore e flangia del lanciatore.

Restava da definire l'area anulare di sezione delle rondelle, così da far raggiungere al tampone in gomma la rigidezza desiderata.

Viste le curve sperimentali ottenute per tamponi alle diverse percentuali di riempimento (sempre con infill del tipo "cubic"), l'approssimazione lineare dell'andamento della forza rispetto allo spostamento appariva ragionevole, poiché seppur la curva sia non lineare, nell'intervallo di interesse, ossia quello fra l e l/2, la presenza di un punto di flesso della curva circa a metà della corsa rendeva l'approssimazione lineare con coefficiente di rigidezza medio energeticamente sovrapponibile rispetto all'andamento reale.

Le curve forza-spostamento ottenute sperimentalmente, per le varie percentuali di infill, sono le seguenti (si tenga presente che gli elementi testati avevano superficie di 67cm^2):



Procedendo quindi nell'ipotesi di linearità con coefficiente di rigidezza medio, tale coefficiente doveva essere:

$$K_m = \frac{F_{max}}{d} = 140\ N/mm$$

Considerando che le prove sperimentali[5] avevano dato, per il riempimento "cubic" al 60%, e per la deformazione di progetto (-0,5), un Emedio= 4,2 MPa, l'area della sezione assiale delle rondelle (corona circolare) doveva essere:

$$A = \frac{KL}{E} \cong 3300\ mm^2$$

Il che portava ad un diametro esterno della rondella di 100 mm.

Veniva inoltre introdotta una leggera conicità della rondella per prevenire fenomeni di shell buckling del sottile strato esterno di gomma piena che riveste il riempimento parziale.

Il supporto posteriore del lanciatore veniva quindi posizionato sul profilato ad una distanza tale dal supporto anteriore, che la superficie di questi venisse a trovarsi ad una distanza dal tappo di volata pari alla somma della corsa libera e della lunghezza dell'ammortizzatori, pari a 4 + 10 = **14cm.**

Anche il supporto posteriore veniva dotato di un ammortizzare in gomma, molto più corto e rigido, avente la funzione di evitare urti fra la flangia del lanciatore e tale supporto, che potrebbero verificarsi dopo un rimbalzo contro l'ammortizzatore principale.

3.2. Accoppiamento dei supporti al profilato e verifica strutturale

Come esplicato nel precedente paragrafo, il collegamento strutturale dal lanciatore al profilato viene effettuato per mezzo di due supporti muniti di altrettanti ammortizzatori in gomma. L'accoppiamento di tali supporti al profilato, tuttavia, merita attenzione per due motivi: il primo di carattere strutturale, il secondo di natura prettamente pratica:

[5] Al fatto che le prove non rispettavano l'ipotesi di piccole deformazioni, si ovviava effettuando le prove fino al valore di deformazione ingegneristica di progetto, considerando che per la progettazione in corso sia era interessati soltanto ad un valor medio del modulo elastico per quel particolare valore della deformazione ingegneristica (-0,5).

1) Il supporto anteriore in particolare (il posteriore in misura molto minore) deve trasferire un carico notevole al profilato in alluminio. Si tratta dei 7000N di forza massima trasmessi dall'ammortizzatore al telaio. Tale carico deve essere trasmesso per attrito da viti accoppiate a dadi inseriti nella cave longitudinali del profilato.
2) Dovendo mantenere l'asse del lanciatore il più basso possibile, così da ridurre il momento generato dalla forza di rinculo, le teste delle viti non sarebbero accessibili una volta inserito il lanciatore, visto l'interasse di 45mm delle cave del profilato e la presenza delle nervature di rinforzo. I dadi sono inseriti nelle cave, quindi naturalmente non sarebbe possibili ruotarli. Ciò sembrerebbe suggerire di procedere serrando le viti dei supporti prima di montare il lanciatore. Tuttavia questo impedirebbe di regolare con precisione l'allineamento del lanciatore al resto dell'apparato, poiché per regolare l'allineamento bisognerebbe allentare e poi riserrare le viti.

Al primo problema si ovvia dimensionando la giuntura bullonata contro lo scorrimento, utilizzando le viti per serrare i supporti al profilato generando una forza d'attrito sufficiente. [17]

Ipotizzando **6 viti M8**, il carico assiale su ciascuna vite sarà:

$$F_{vite} = \frac{F_{max}}{6\mu}$$

Dove con μ si è indicato il coefficiente d'attrito statico fra acciaio e alluminio, scelto conservativamente in 0,3, si ottiene *Fvite*=3900N

Considerando che la filettatura M8 ha una sezione resistente di 36,6mm^2, si ottiene una tensione nominale di 106 MPa, con ampissimo margine di sicurezza rispetto alla classe di resistenza 8.8 impiegata. [20]

Per via del punto (2), però, le viti che vincolano il supporto al telaio non possono essere ruotate o serrate durante la regolazione, ragion per cui si introduceva una piastra intermedia fra supporto e profilato:

la piastra è vincolata al profilato mediante 6 viti M8 a testa svasata completamente annegata nella piastra, mentre 6 ulteriori bulloni, posizionati esternamente alle nervature di rinforzo dei supporti, vincolano questi alla piastra intermedia.

Dunque durante l'assemblaggio dapprima la piastra intermedia viene serrata al profilato, per poi posizionare il supporto sopra di essa con i bulloni non serrati. Il supporto è dotato di asole leggermente sovradimensionate per l'alloggio dei bulloni, invece di semplici fori, così da consentire dei piccoli spostamenti e rotazioni utili ad ottenere il corretto allineamento del lanciatore rispetto al resto dell'apparato. Una volta ottenuto un allineamento soddisfacente, i bulloni possono essere infine serrati, garantendo il fissaggio dell'intero apparato.

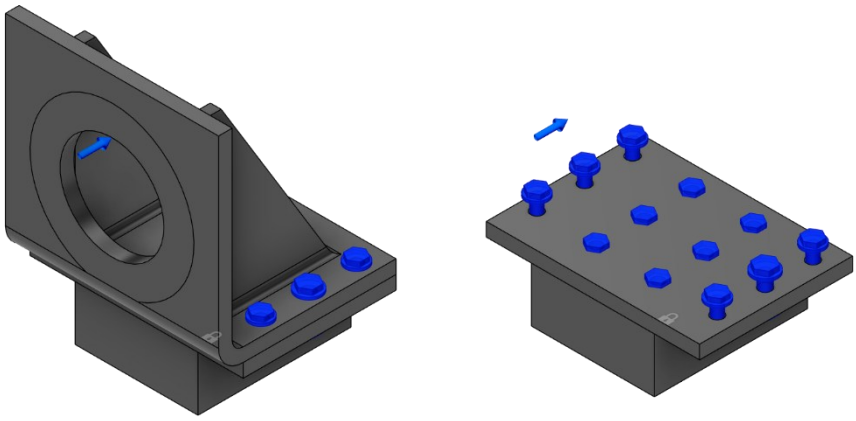


Figura 43: a sinistra il supporto bullonato alla piastra intermedia, a destra la piastra avvitata al profilato, qui schematizzato come un blocco rigido.

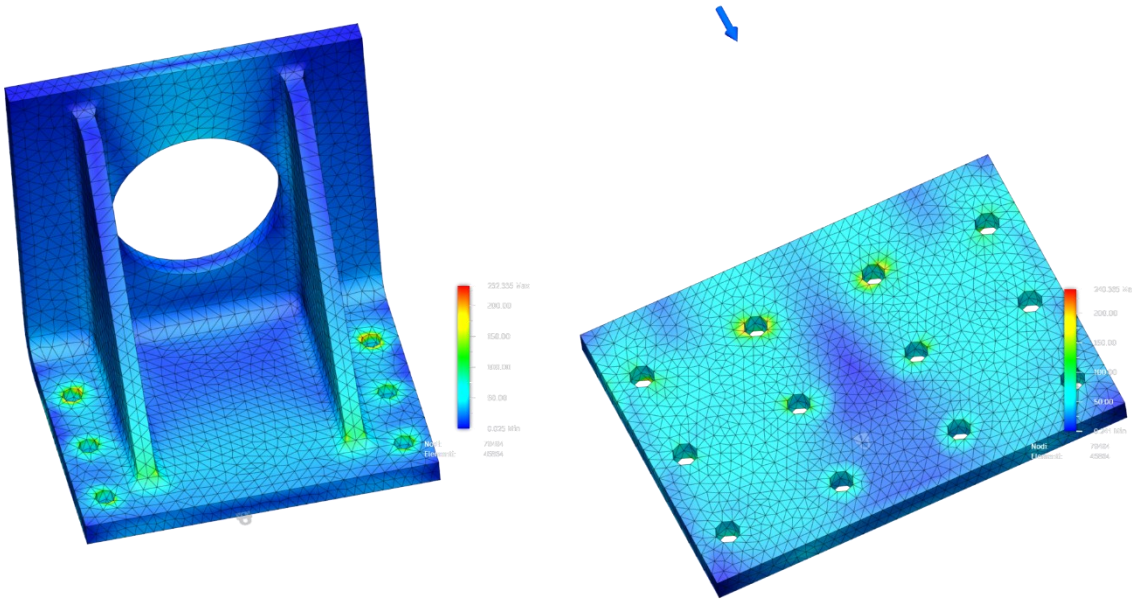


Figura 44: Mappa di colori rappresentante la tensione equivalente di V.Mises nel supporto e nella piastra intermedia, ottenuta come output della simulazione FEM statica non lineare.

Da un punto di vista strutturale, vista la complessità delle sollecitazioni e delle condizioni di vincolo, la resistenza dei supporti e delle piastre veniva verificata tramite modello agli elementi finiti, mediante il risolutore "non linear static" di Autodesk Fusion, imponendo le giunzioni bullonate e in presenza di attrito fra le superfici con μ=0,4. Il profilato veniva approssimato con un blocco rigido. La mesh impiegata prevedeva elementi tetragonali parabolici, ed i contatti impostati fra le superfici a contatto, unica non linearità presente nella simulazione, erano del tipo "separation", ovvero consentono non solo lo scorrimento reciproco ma anche la separazione delle superfici qualora le sollecitazioni strutturali in alcune aree tendessero ad allontanarle. [27, 28]

Si ottenevano tensioni equivalenti di Von Mises massime non superiori a 200 MPa, localizzate esclusivamente nei pressi dei fori, ampiamente compatibili con il carico di snervamento dell'acciaio utilizzato, pari almeno a 355MPa.

3.3. Progettazione dei supporti barra

Le tre barre costituenti l'apparato SHPB vanno mantenute il più allineate possibile durante l'intera durata della prova, lasciando però che esse possano muoversi liberamente in direzione assiale.

Devono quindi essere predisposti dei supporti che guidino le barre durante il loro scorrimento garantendone la collinearità.

È quasi indispensabile che tali supporti abbiano la possibilità di essere regolati, poiché difficilmente il profilato sarà perfettamente rettilineo, e per compensare inevitabili imprecisioni di lavorazione o montaggio del lanciatore.

Per tale motivo, vista la disponibilità di una azienda specializzata nel taglio laser e nella piegatura di precisione di lamiere a forte spessore (Porfiri snc di Corridonia (MC)), e mantenendo lo spirito di semplicità costruttiva che anima l'intero progetto, venivano ideati dei supporti in lamiera di acciaio S355 da 10mm piegata a 90°, così da formare una "L". Uno dei due lati è destinato ad essere accoppiato al profilato, mentre l'altro è dotato di un foro per il passaggio della barra.

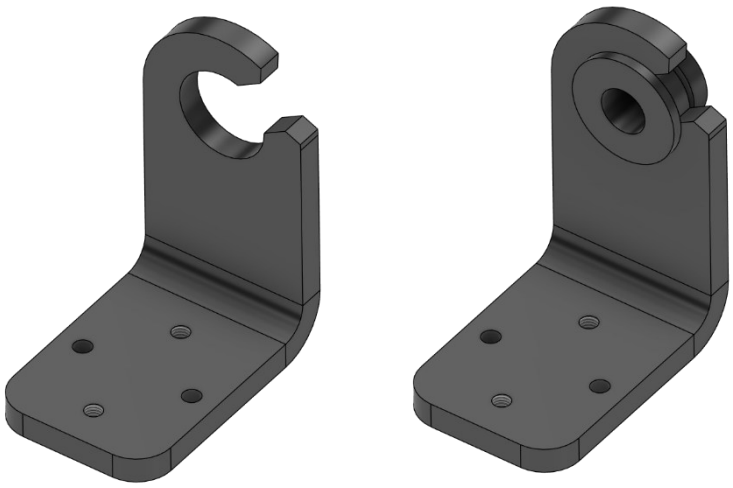


Figura 45: modello CAD dei supporti barra. A destra è installata la boccola di scorrimento della barra

Come evidente in figura, il foro presenta anche un passaggio che consente di estrarre la barra lateralmente invece di doverla sfilare. Ciò consente non sono un ben più agevole cambio delle barre, ma soprattutto permette di farlo senza danneggiare gli estensimetri visto che nella pratica sperimentale sia la barra incidente che quella trasmittente (input e output) sono strumentate applicando su di esse rosette estensimetriche, che non potrebbero scorrere nei supporti. Il foro realizzato nei supporti d'acciaio è sovradimensionato rispetto alla barra da

18mm, per consentire l'uso di boccole di materiale polimerico atte ad agevolare lo scorrimento della barra senza provocarne usura, realizzate in Delrin.

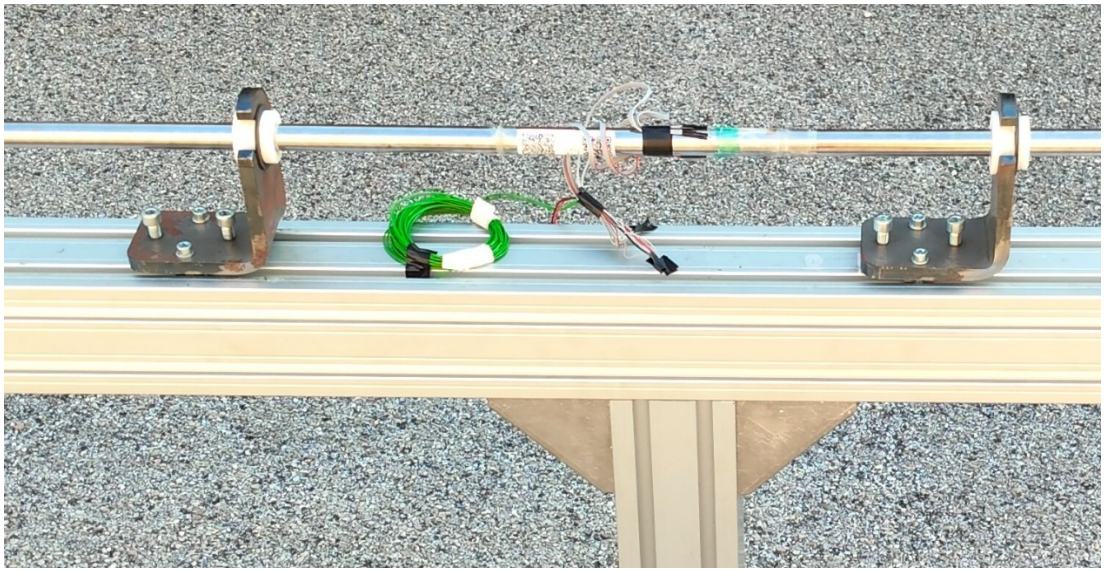


Figura 46: tratto di barra fra due supporti, a cui sono state collegate due rosette estensimetriche.

Poiché hanno essenzialmente soltanto la funzione di prevenire disallineamenti e fenomeni di instabilità delle barre, i supporti non sono componenti strutturalmente sollecitati, ragion per cui non era necessario dotarli di nervatura di rinforzo, come fatto per i supporti del lanciatore.

La regolazione dei supporti in questione si realizza tramite l'accurato serraggio di 4 viti disposte a croce sul lato inferiore di ciascun supporto.

Per comodità di lettura, d'ora in avanti verranno indicate come "viti centrali" le due disposte parallelamente alla barra, e "viti laterali" le altre.

Le viti centrali sono due M8, che si avvitano in altrettanti fori filettati del supporto. Tali viti non sono dunque accoppiate a dadi, ma si avvitano nella base del supporto fino ad entrare semplicemente in contatto con la superficie del profilato. La loro regolazione consente di modificare l'altezza del supporto ed il suo angolo di beccheggio.

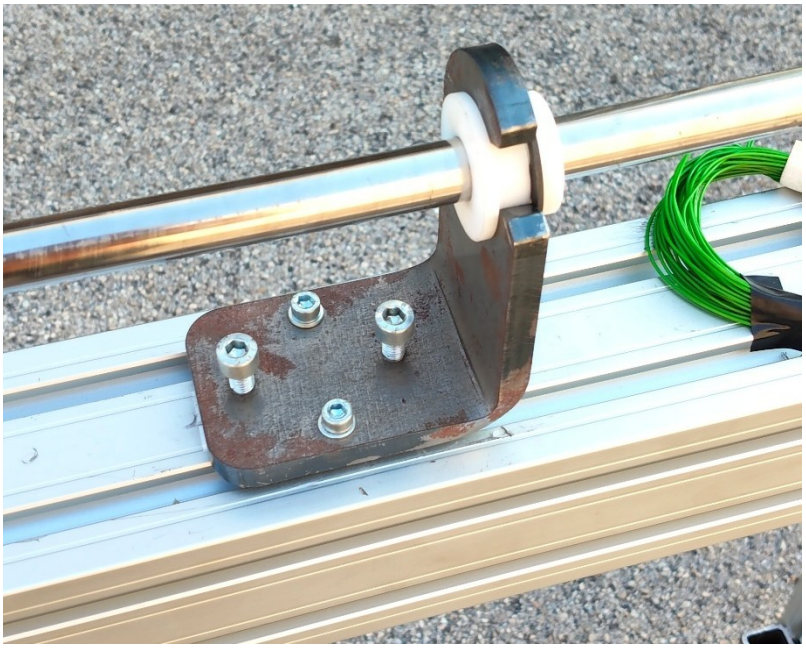


Figura 47: uno dei supporti barra installati; si notino le viti di regolazione.

Il serraggio del supporto contro il profilato è invece affidato alle viti laterali, due M6, che sono invece accoppiate ad altrettanti dadi situati nelle cave del profilato. Normalmente tali viti vengono serrate all'unisono, ma nella rara evenienza che sia necessario, un loro serraggio differente consente anche la regolazione destra-sinistra. Un loro serraggio uniforme blocca semplicemente la configurazione di beccheggio e rollio impostata con le viti centrali.

La sequenza di allineamento è quindi:

1) posizionare i supporti senza boccole richiesti per la barra che si vuole allineare senza inserire le viti centrali (M8). Avvitare con due o tre giri le viti laterali (M6), dunque senza serrarle.
2) infilare le boccole sulla barra, ed inserirla all'interno dei supporti sfruttando il passaggio laterale di questi.
3) Far scorrere le prime due boccole all'interno dei supporti, e bloccarle con il relativo anello di sicurezza. I supporti resteranno sollevati di alcuni millimetri rispetto alla superficie del profilato.
4) Avvitare le viti centrali dei due supporti uniformemente, fino a fargli sfiorare la superficie del profilato. Applicare forza con la mano alla base del supporto e

contemporaneamente verificare lo scorrimento della barra. È probabile che lo scorrimento della barra non sia soddisfacente.

5) Regolazione in altezza: provare a svitare le viti centrali di ¼ di rotazione ciascuna. Ripetere la prova di scorrimento. Se lo scorrimento è migliorato, continuare di ¼ alla volta fino a raggiungere lo scorrimento migliore. Se lo scorrimento fosse invece peggiorato, ripetere la procedura avvitando. Continuare fino ad ottenere lo scorrimento migliore possibile
6) Regolazione in beccheggio: provare a svitare o avvitare di 1/6 di giro alla volta la vite centrale posteriore e verificare lo scorrimento della barra, sempre applicando forza con la mano sul supporto.
7) Se non si è ancora raggiunto uno scorrimento soddisfacente, tornare al punto 5.
8) Una volta ottenuto uno scorrimento soddisfacente, serrare le viti laterali, idealmente contemporaneamente, o applicando ¼ di giro per volta prima ad una vite e poi all'altra.
9) Ripetere le procedure per tutti gli altri supporti.

3.4. Progettazione del telaio

La prima parte del telaio su cui è alloggiato l'apparato sperimentale è già ben nota, trattandosi del profilato di alluminio. Per espresse esigenze di progetto, l'intero apparato deve essere mobile, per cui impiegando altri tratti di profilato di uguale misura e le fornite squadre di collegamento, venivano realizzate due strutture a "T" dotate di ruote girevoli e bloccabili, e assicurate al profilato principale. La struttura così ottenuta godeva della necessaria mobilità, ma la lunga campata generatasi fra i due supporti rende il profilato principale una trave particolarmente snella, con i problemi di cedevolezza che ne conseguono.

Grazie agli accorgimenti presi nel paragrafo 3.1, le sollecitazioni di rinculo del lanciatore non raggiungono la struttura fino alla fine del test dinamico, ma è comunque opportuno evitare che la trave oscilli eccessivamente anche dopo di esso.

Una semplice analisi statica piana, condotta tramite software Mastan2 [35], permette di evidenziare come un telaio aperto sia enormemente più deformabile di uno chiuso con

campate dimezzate. Le immagini ricavate dal software e presentate di seguito mostrano, sia per la struttura aperta che per quella chiusa, in sovraimpressione la struttura originale e quella deformata con deformazioni amplificate di un fattore 10, per diverse condizioni di vincolo:

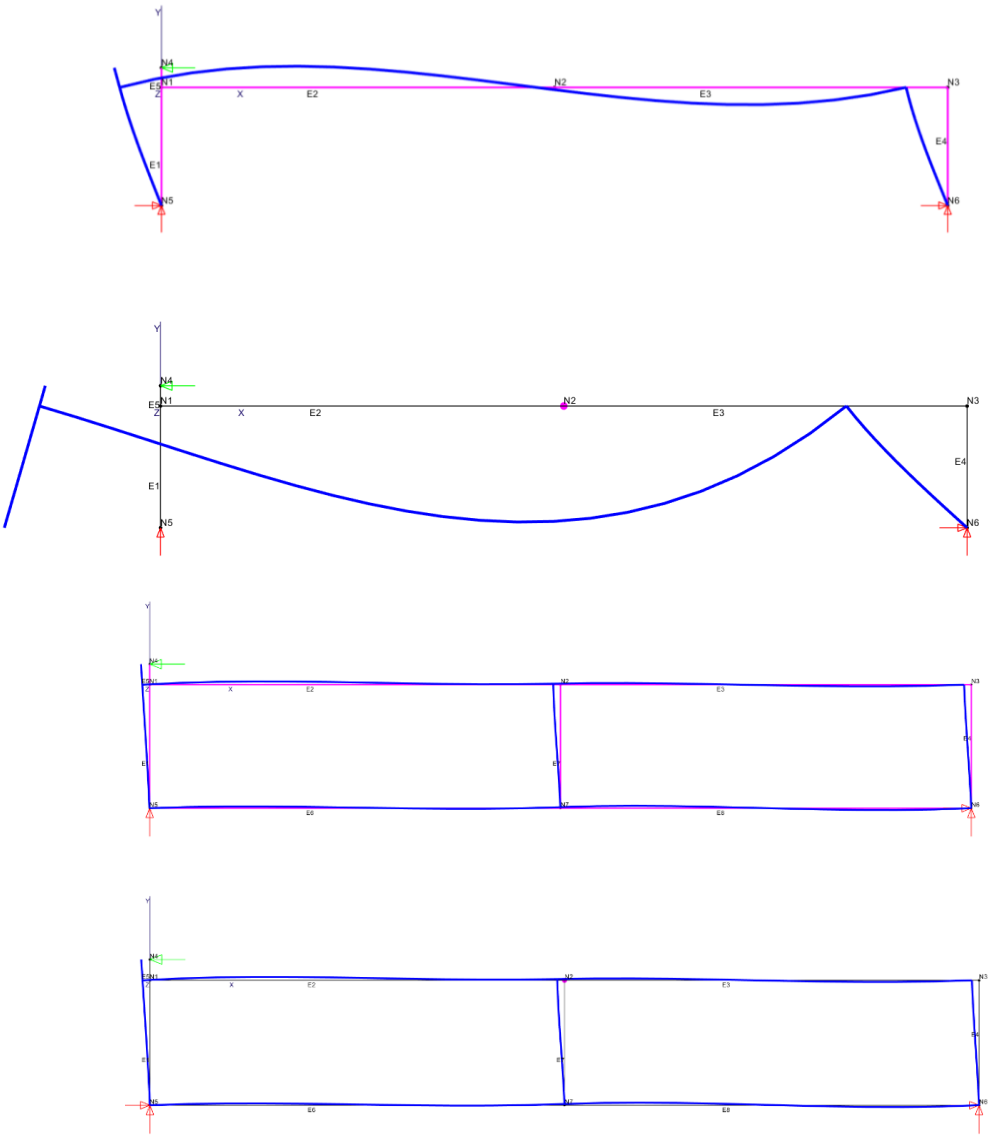


Figura 48: deformata amplificata di un fattore 10; dall'alto in basso: telaio aperto cerniera-cerniera, telaio aperto carrello-cerniera, telaio chiuso carrello-cerniera, telaio chiuso cerniera-cerniera.

Naturalmente, si tratta di una semplice analisi statica, in cui è stato assunto un carico costante applicato dal lanciatore all'altezza del suo asse, e due condizioni di vincolo alla base (cerniera-cerniera e carrello-cerniera), mentre il fenomeno reale prevede un carico impulsivo, fenomeni inerziali e una cedevolezza dei vincoli. Ciononostante, il paragone fra

le due architetture rende evidente la maggior rigidezza della soluzione chiusa a campata dimezzata, oltre a un comportamento molto più prevedibile al variare delle condizioni di vincolo.

Per tale motivo viene predisposta una struttura di irrigidimento che consenta la chiusura inferiore del telaio e la divisione della struttura in due campate invece che in una singola.



Figura 49: l'apparato SHPB completo e funzionante.

La colonna centrale viene realizzata anch'essa con profilato in alluminio 90x90, mentre le due travi inferiori sono realizzate in acciaio tubolare quadro 80x80mm, spessore 2mm, saldato ad un breve tratto di tubolare rettangolare 80x30x3, il quale è a sua volta avvitato ai profilati in alluminio per mezzo di 8 viti M8 accoppiate ad altrettanti dadi alloggiati nelle cave del profilato. Il robusto accoppiamento è stato reso necessario dal fatto che non essendo presenti elementi diagonali, la rigidezza dipende fortemente dalla qualità degli incastri. L'accoppiamento piastra saldata – 8 bulloni serve a rendere il vincolo il più simile possibile ad un incastro ideale fra le travi.

4. Teoria SHPB: tensioni e velocità nelle barre

4.1. Onde monodimensionali: analisi preliminare del fenomeno

Al fine di comprendere il funzionamento dell'apparato SHPB progettato, è indispensabile ricordare la teoria delle onde monodimensionali, che descrive come una perturbazione di forza, deformazione e velocità si propaghi lungo le barre che sono corpi deformabili elasticamente. Nelle Split Hopkinson Pressure Bars, questa teoria permette sia di ricavare la risposta del provino dai segnali estensimetrici, sia di analizzare gli urti e le riflessioni che interessano striker, barre e dispositivi di arresto. Il principio fisico centrale è che una forza applicata a un'estremità non viene trasmessa istantaneamente all'intera barra. Il materiale viene progressivamente coinvolto dal passaggio dell'onda; prima dell'arrivo delle riflessioni, la risposta locale può essere indipendente dalla lunghezza totale e dai vincoli lontani. [4, 9]

Al fine di fornire una dimostrazione chiara del fenomeno, si riporta di seguito una serie di illustrazioni rappresentanti diversi istanti significativi del processo di propagazione di onde durante e immediatamente dopo l'urto fra barra striker e barra di input. Il diametro della barra è rappresentato fuori scala per facilità di visualizzazione, le proprietà sono quelle dell'acciaio, mentre velocità e lunghezze delle barre sono le stesse impiegate dall'apparato progettato: striker da 85cm a 50 m/s contro barra di input di stesso diametro e lunga 2,5 metri. Gli stati di tensione sono indicati con i colori, mentre la velocità delle particelle di materiale è schematicamente indicata da frecce di diversa lunghezza.

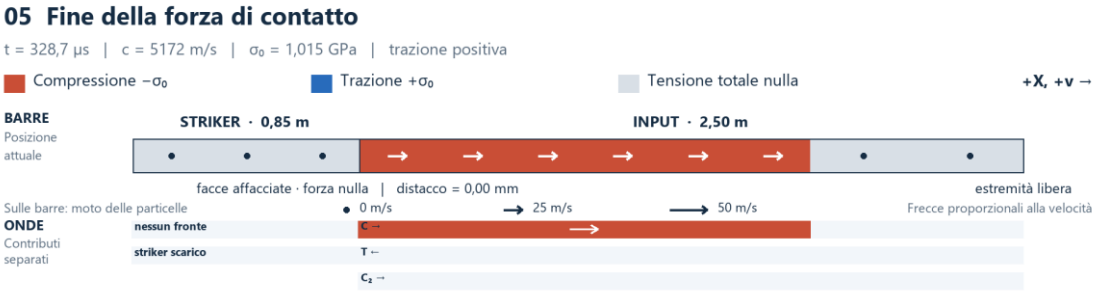






A questo punto l'urto della barra striker ha dato origine ad un impulso lungo il doppio della striker, e le cui particelle viaggiano a metà della velocità inziale della striker. Questo impulso attraverserà le due barre, che restano per ora in contatto comportandosi di fatto come un'unica barra, fino a che il fronte dell'onda raggiunge l'estremità libera della barra di input, al punto 07.









A questo punto l'onda di compressione ha raggiunto una superficie libera. Proprio perché è libera, la forza in corrispondenza dell'estremità deve essere nulla. Perché ciò accada, si deve formare un'onda riflessa che generi uno stato tensionale di segno opposto, cioè di trazione. La somma delle due onde (incidente e riflessa) produce uno stato tensionale nullo (come richiesto dalla condizione di estremità libera), ma raddoppia la velocità delle particelle: l'estremità libera si muove a velocità doppia rispetto alla velocità delle particelle nell'onda incidente, e quindi alla stessa velocità della barra striker. Il fenomeno è rappresentato nel prossimo punto 08.



09 Metà riflessione: tensione nulla in tutta l'input

t = 647,7 µs | c = 5172 m/s | σ_0 = 1,015 GPa | trazione positiva



10 Compare una regione in trazione

t = 750,0 µs | c = 5172 m/s | σ_0 = 1,015 GPa | trazione positiva



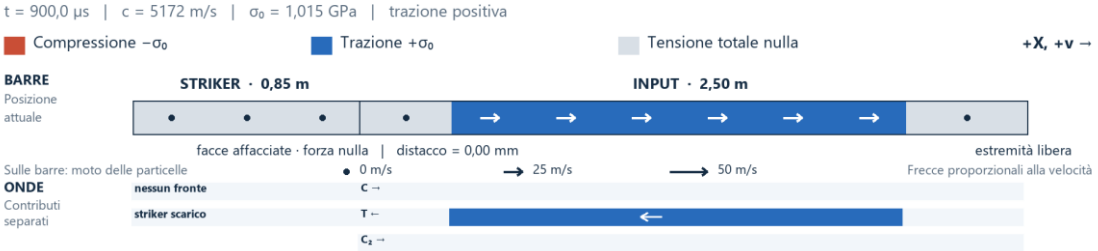
11 Riflessione destra completata

t = 812,0 µs | c = 5172 m/s | σ_0 = 1,015 GPa | trazione positiva



12 L'impulso tensile torna verso lo striker

t = 900,0 µs | c = 5172 m/s | σ_0 = 1,015 GPa | trazione positiva

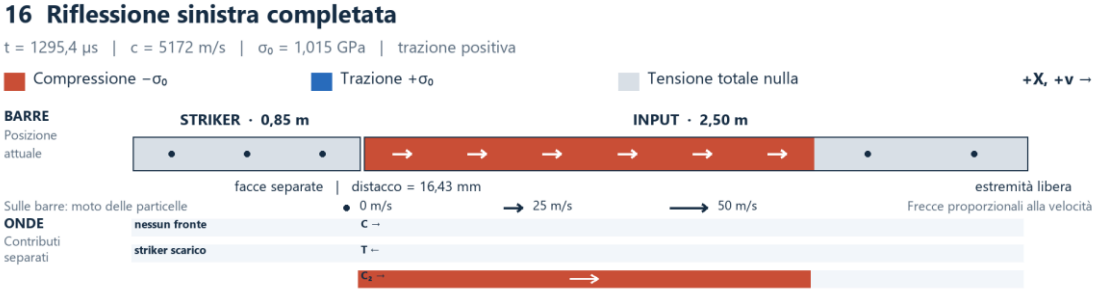




L'onda riflessa ha raggiunto l'estremità sinistra della barra di input. Trattandosi di un'onda di trazione, ora le due barre non si comportano più come una sola: la superficie libera di sinistra della input inizia a muoversi verso destra, distaccandosi dalla striker. Per l'onda di fatto l'estremità sinistra della input è libera: si genera una nuova riflessione, questa volta sotto forma di una nuova onda di compressione che si muove verso destra.







La riflessione è completa. Ci troviamo in una situazione del tutto analoga a quella del punto 05, con la differenza che la barra di input è ora traslata verso destra di 16,43mm. In assenza di dissipazioni, la barra di input continuerà ad attraversare gli step da 05 a 16, avanzando di 16,43mm per ogni ciclo, fino a che non urterà un altro corpo nel suo percorso. È quindi evidente il motivo per cui, nelle riprese ad alta velocità, le estremità delle barre vengono riprese muoversi "a scatti": l'estremità della barra avanza finché l'onda incidente non è trascorsa.

4.2. Teoria delle onde monodimensionali

Ora che il problema è stato descritto a grandi linee, è opportuno passare alla trattazione matematica del problema, che consentirà non solo di verificare quantitativamente quanto anticipato nel precedente paragrafo, ma anche di prevedere il comportamento delle barre in scenari più complessi, come ad esempio quando le barre non sono di uguale diametro o sono costituite di materiali differenti.

Consideriamo una barra snella, rettilinea, nella quale siano valide le ipotesi della teoria elastica lineare monodimensionale:

d) materiale elastico lineare;
e) piccole deformazioni;
f) moto esclusivamente assiale;
g) tensione uniforme sulla sezione;
h) effetti di Poisson, dispersione e modi trasversali trascurati. [4, 7]

Indicando con u(x,t) lo spostamento assiale della sezione posta nella coordinata materiale x, riferita alla configurazione di riferimento della barra, si può esprimere la velocità delle particelle come:

$$v(x,t) = \frac{\partial u}{\partial t}$$

E la deformazione longitudinale come:

$$\varepsilon(x,t) = \frac{\partial u}{\partial x}$$

La tensione varrà:

$$\sigma = E\frac{\partial u}{\partial x}$$

Mentre tensione e forza assiale sono legate dalla:

$$N = A\sigma$$

L'equilibrio dinamico del tratto infinitesimo di barra fornisce a sua volta:

$$\rho A dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial N}{\partial x} dx$$

Che si riscrive come:

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x}\left(EA\frac{\partial u}{\partial x}\right)$$

Nel caso che ci interessa la barra è uniforme, quindi A ed E sono costanti, e si può riscrivere:

$$\rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = E\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$$

Definendo la grandezza $c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, si ottiene la forma canonica dell'equazione d'onda monodimensionale:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c_0^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$$

Da cui si evince come il termine c_0 rappresenta la velocità delle onde longitudinali nella barra. [9]

La soluzione generale dell'equazione d'onda è data da:

$$u(x,t) = f(x - c_0 t) + g(x + c_0 t)$$

Le funzioni *f* e *g* rappresentano, da un punto di vista fisico, due onde che si propagano in direzione opposta, *f* verso +x e *g* verso -x. Dunque lo spostamento u è dato dalla somma di due contributi: [9]

$$u = u^+ + u^-$$

Considerando l'onda che viaggia verso +x, e quindi $u = f(x - c_0 t)$, posso riesprimere la velocità delle particelle e la tensione come, rispettivamente:

$$v_p = \frac{\partial u}{\partial t} = -c_0 f'$$

$$\sigma = E\frac{\partial u}{\partial x} = Ef'$$

Dove con *f'* si intende la derivata della funzione f fatta rispetto al suo argomento.

Combinando le due equazioni appena ottenute si ricava il legame fra σ e v_p, ottenendo una delle relazioni fondamentali e più frequentemente richiamate nella trattazione dei sistemi SHPB, ovvero il legame fra tensione e velocità delle particelle:

$$\sigma = -\rho c_0 v_p$$

Dove il segno meno è dato dal fatto che l'onda in esame è quella che viaggia verso +x, cioè verso destra. Il risultato negativo che si ottiene quando anche le particelle muovono verso destra (v_p>0), indica che si tratta in tal caso di tensione di compressione (Nella convenzione comune le tensioni di compressione hanno valore negativo, e la forza normale è positiva se di trazione, negativa altrimenti).

In termini di valori assoluti possiamo riscrivere:

$$\boldsymbol{|\sigma| = \rho c_0 |v_p|}$$

Una ulteriore grandezza di grande importanza nella trattazione del fenomeno è costituita dalla impedenza della barra, definita come [9]:

$$\boldsymbol{Z = \rho c_0 A}$$

Combinando le ultime due equazioni ottenute con la ben nota relazione N=Aσ, si ottiene, sempre per l'onda che viaggia verso destra,:

$$N = -Av_p \rho c_0 = -Zv_p$$

Che può essere anch'essa riscritta in forma più comoda in termini di valori assoluti:

$$\boldsymbol{|N| = Z|v_p|}$$

Considerando che alla barra venga applicato un impulso rettangolare di lunghezza spaziale *l*, la durata temporale del passaggio dell'impulso in una determinata sezione sarà semplicemente:

$$T = \frac{l}{c_0}$$

La quantità di moto contenuta nell'impulso sarà invece (per un impulso rettangolare che attraversa una regione inizialmente in quiete):

$$P = \rho A l v_p$$

Mentre l'energia contenuta nell'impulso consta di due contributi, uno cinetico, dovuto alla velocità delle particelle, ed uno elastico, dovuto allo stato tensionale presente nel materiale attraversato dall'onda; nel caso di una singola onda elastica progressiva, tali contributi sono espressi come energia per unità di volume da:

$$e_k = \frac{1}{2}\rho v_p^2$$

$$e_U = \frac{1}{2}\sigma\varepsilon = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{\rho^2 c_0^2 v_p^2}{2E} = \frac{1}{2}\rho v_p^2 = e_k$$

Dove con l'ultima catena di uguaglianze si è giunti alla importante conclusione che nel caso di una singola onda elastica progressiva l'energia dell'onda è divisa in misura uguale fra contributo elastico e cinetico: metà dell'energia complessiva dell'impulso è sotto forma di energia cinetica, l'altra metà sotto forma di energia elastica. [9, 10]

L'energia totale per unità di volume sarà quindi semplicemente:

$$e = \rho v_p^2$$

Mentre l'energia dell'intero impulso:

$$E_{onda} = \rho A l v_p^2$$

Una volta caratterizzata l'onda e le relazioni fondamentali che legano le sue grandezze durante la propagazione all'interno della barra, è indispensabile analizzare il comportamento del fenomeno quando l'impulso raggiunge l'estremità della barra.

CASO 1: RIFLESSIONE ALL'ESTREMITÀ LIBERA

Consideriamo l'onda compressiva che raggiunge l'estremità libera della barra in cui si sta propagando.

Essendo libera, all'estremità la tensione dovrà per forza essere nulla. La sola onda incidente, invece, imporrebbe una tensione finita di compressione. Per tale ragione deve formarsi un'onda riflessa tale da annullarla: $\sigma_r = -\sigma_i$, dove con "*r*" si indica l'onda riflessa, e con "*i*" quella incidente. Si tratta cioè di un'onda di trazione. [9]

Le velocità delle particelle indotte dalle due onde, invece, sono concordi, e quindi si sommano. Essendo le tensioni uguali in modulo, i contributi in velocità saranno uguali anch'essi, portando ad una velocità risultante, uguale alla velocità dell'estremità libera, pari a:

$$v_{end} = 2v_{pi}$$

È il caso visivamente descritto dai diagrammi del paragrafo 4.1.

CASO 2: RIFLESSIONE ALL'ESTREMITÀ PERFETTAMENTE VINCOLATA

Diametralmente opposto è il caso in cui l'estremità raggiunta dall'onda sia perfettamente vincolata. In tal caso è la velocità dell'estremità a dover essere nulla. Di conseguenza l'onda riflessa dovrà produrre velocità in direzione opposta a quella incidente: $v_{pr} = -v_{pi}$. Sarà cioè un'altra onda di compressione, il cui stato tensionale si somma a quello dell'onda incidente [9]:

$$\sigma_{end} = 2\sigma_i$$

CASO 3: INTERFACCIA FRA DUE BARRE

Si considera ora il caso in cui l'estremità della prima barra sia in contatto con una seconda barra, che potrebbe anche avere impedenza differente: $Z_2 = \rho_2 c_2 A_2$

Quando l'onda che si muove nella prima barra raggiunge l'interfaccia fra le due, nascono due onde:

- un'onda riflessa nella barra 1
- un'onda trasmessa nella barra 2

All'interfaccia devono valere due condizioni:

a) Continuità della velocità: le velocità delle particelle delle due barre devono essere uguali. Nella barra 1 la velocità è la risultante dell'onda incidente e di quella riflessa, mentre nella barra 2 la velocità è quella dell'onda trasmessa:

$$v_i + v_r = v_t$$

b) Continuità della forza assiale:

$$N_i + N_r = N_t$$

Combinando queste due equazioni fra loro e ricordando che

$$N_i = -Z_1 v_i, \quad N_r = +Z_1 v_r \quad e \quad N_t = -Z_2 v_t$$

Si ottiene:

$$-Z_1 v_i + Z_1 v_r = -Z_2 (v_i + v_r)$$

Definisco il coefficiente di ***riflessione*** della **velocità** delle particelle come:

$$\frac{\boldsymbol{v_r}}{\boldsymbol{v_i}} = \frac{\boldsymbol{Z_1 - Z_2}}{\boldsymbol{Z_1 + Z_2}}$$

Mentre passando alle tensioni ottengo il coefficiente di ***riflessione*** delle **tensioni**:

$$R_\sigma = \frac{\boldsymbol{\sigma_r}}{\boldsymbol{\sigma_i}} = -\frac{v_r}{v_i} = \frac{\boldsymbol{Z_2 - Z_1}}{\boldsymbol{Z_1 + Z_2}}$$

Da questa relazione possiamo trarre delle importanti considerazioni sul passaggio di un'onda da una barra all'altra, a seconda del valore dell'impedenza Z2 della seconda barra, avremo tre possibilità:

c) Se Z2<Z1, l'onda riflessa ha segno opposto: se l'onda incidente è di compressione, l'onda riflessa sarà di trazione, scaricando parzialmente la compressione dovuta all'onda incidente. Per Z2→0 si ricade nel caso di estremità libera;

d) Se Z2=Z1, non vi è alcuna riflessione: tutta l'energia dell'onda incidente viene trasmessa alla seconda barra. Se le barre sono dello stesso materiale, si comportano di fatto come un'unica barra;
e) Se Z2>Z1, l'onda riflessa ha segno concorde: se l'onda incidente è di compressione, anche l'onda riflessa sarà di compressione, andandosi a sommare all'effetto dell'onda incidente. Per Z2→∞, si ricade nel caso di estremità perfettamente vincolata.

Per quanto riguarda l'onda trasmessa nella seconda barra, è possibile definire un coefficiente di *trasmissione*:

Con passaggi analoghi a quelli fatti per la riflessione si ottiene:

Per la velocità:

$$\frac{v_t}{v_i} = \frac{2Z_1}{Z_1 + Z_2}$$

Per la forza:

$$\frac{N_t}{N_i} = \frac{Z_2 v_t}{Z_1 v_i} = \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

Si noti che a differenza del caso precedente il coefficiente ricavato in termini di forze non è uguale a quello in termini di tensioni. Ciò in quanto la seconda barra potrebbe essere di sezione differente, nel qual caso forza trasmessa e tensione trasmessa non avranno lo stesso coefficiente. [9]

Il coefficiente per le tensioni è espresso da:

$$\frac{\sigma_t}{\sigma_i} = \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2}\frac{A_1}{A_2}$$

4.3. Calcolo velocità massima di striker per differenti materiali

Uno degli usi più immediati della trattazione appena esposta è quella di stabilire la corrispondenza fra tensione di compressione generata dall'urto e velocità iniziale. Nell'istante in cui la barra striker urta l'estremità della input, si generano due onde, una che

risale la striker, ed un'altra che entra nella input. All'interfaccia le particelle devono muoversi alla stessa velocità, che indichiamo con v_c. Detta inoltre V_0 la velocità iniziale della striker, avremo che l'onda che si propaga nella striker dovrà generare una variazione di velocità pari a v_c - V_0 . Quindi, ricordando il legame fra tensione e velocità delle particelle [4, 9]:

$$\sigma_s = \rho_s c_s (v_c - V_0)$$

Essendo v_c - V_0 un termine negativo, la tensione generata sarà di compressione, come ci aspetta.

Nella input l'onda che si genera deve portare le particelle dalla velocità nulla a quella di interfaccia:

$$\sigma_i = -\rho_i c_i v_c$$

All'interfaccia deve inoltre valere l'equilibrio delle forze:

$$A_s \sigma_s = A_i \sigma_i$$

Combinando le equazioni appena ottenute:

$$A_s \rho_s c_s (v_c - V_0) = -A_i \rho_i c_i v_c$$

Che, ricordando la definizione di impedenza, può essere riscritta in forma più compatta:

$$Z_s (v_c - V_0) = -Z_i v_c$$

Da cui possiamo esplicitare l'espressione di v_c:

$$\boldsymbol{v_c = \frac{Z_s}{Z_s + Z_i} V_0}$$

Grazie alla quale possiamo infine esprimere la forza come:

$$F = A_i \sigma_i = -Z_i v_c$$

Quindi il valore assoluto della forza di contatto sarà:

$$\boldsymbol{|F| = \frac{Z_i Z_s}{Z_s + Z_i} V_o}$$

NEL CASO IN CUI LE BARRE SIANO IDENTICHE:

$$\boldsymbol{v_c = \frac{V_0}{2}}$$

$$\boldsymbol{|\sigma| = \frac{1}{2}\rho c V_o}$$

Dunque, è possibile stabilire quali siano le velocità di urto massime tollerabili da ciascuno dei tre materiali impiegabili nell'apparato in commento. Definiamo la velocità massima V_{max} come la velocità d'urto che porta un determinato materiale al suo limite elastico:

$$V_{max} = \frac{2\sigma_y}{\rho c}$$

a) **Acciaio**: ρ = 7800 Kg/m^3, E=205 GPa, → **c = 5127 m/s**
Velocità della striker che porta il materiale al limite elastico:

$$V_{max}[m/s] = \mathbf{0,05}\sigma_y[MPa]$$

Dunque, per un acciaio avente limite elastico di 1000 MPa, si ha una velocità massima della striker di **50 m/s**. Non volendo eccedere i 700 MPa nella barra, la velocità si riduce a 35 m/s. Con acciai altoresistenziali come i maraging è possibile raggiungere tensioni massime dell'ordine di 1800 MPa, cui corrispondono 90 m/s.

b) **Titanio**: ρ = 4450 Kg/m^3, E=110 GPa, → **c = 4972 m/s**
Velocità della striker che porta il materiale al limite elastico:

$$V_{max}[m/s] = \mathbf{0,09}\sigma_y[MPa]$$

Per la lega **Ti6Al4V** [24] un limite elastico di 900 MPa è comune, ed in tal caso si ha una velocità massima di **81 m/s**

c) **Alluminio 7075 T6** [23]: ρ = 2810 Kg/m^3, E=71,7 GPa, → **c = 5051 m/s**
Velocità della striker che porta il materiale al limite elastico:

$$V_{max}[m/s] = \mathbf{0,141}\sigma_y[MPa]$$

Per la lega **7075 T6** [23] un limite elastico di 500 MPa è comune, ed in tal caso si ha una velocità massima di **70 m/s**

4.4. Velocità limite di urto

Oltre alle velocità calcolate nel paragrafo precedente, che rappresentano quanto velocemente una barra striker può urtarne un'altra di sezione e materiale identico, è utile affrontare il problema in cui una barra in moto ne urti un'altra di sezione e materiali differenti. In particolare, è di interesse pratico il caso in cui la barra ne urti una di diametro maggiore, poiché al termine dell'apparato SHPB l'energia residua deve essere dissipata, ed è molto più pratico far agire la forza resistente su un'ampia superficie piuttosto che sulla sezione della sola barra. L'ideale però è che ciò si verifichi senza che si generino, anche localmente, tensioni superiori a quelle che i materiali delle barre possono tollerare in campo elastico.

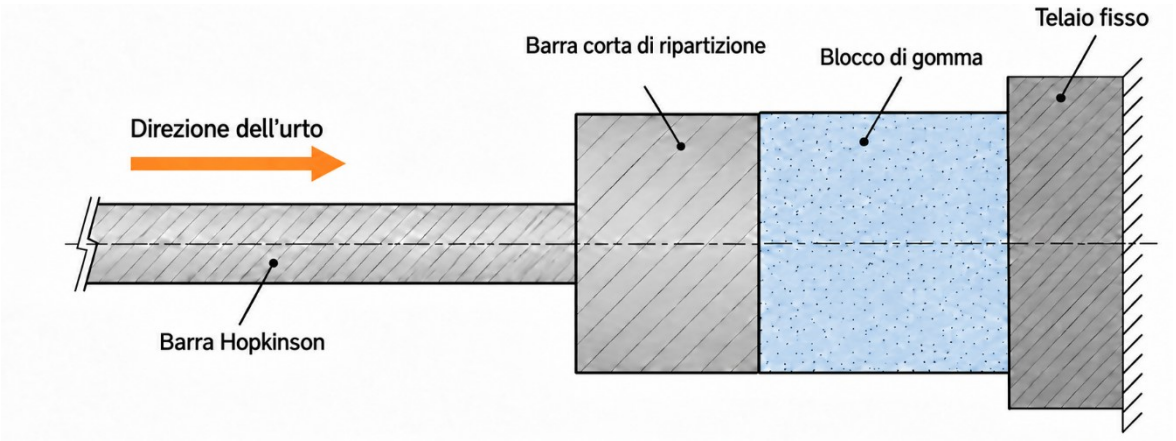


Figura 50: schema elementare di un sistema di arresto barre: la barra viene fatta urtare contro una corta barra di ripartizione per aumentare la sezione su cui un materiale dissipativo possa agire per dissipare l'energia dell'urto.

L'equazione fondamentale per studiare il fenomeno è la:

$$|\sigma_s| = \rho_s c_s \frac{Z_b}{Z_s + Z_b} V_0$$

Dove con il pedice "b" si sono indicate le grandezze relative alla barra di diametro maggiore.

È utile anche definire l'impedenza specifica del materiale come $z = \rho c = \sqrt{\rho E}$

Ed il rapporto delle aree $\beta = \frac{A_b}{A_s} = \left(\frac{D_b}{D_s}\right)^2$

L'espressione della tensione può quindi essere riscritta:

$$|\sigma_s| = \frac{z_s z_b \beta}{z_s + z_b \beta} V_0$$

Le impedenze specifiche per i tre materiali considerati sono:

Acciaio: z = 40 MPa*s/m

Titanio: z = 22,1 MPa*s/m

Alluminio 7075 T6: z = 14,2 MPa*s/m

Un primo caso di studio interessante è quello in cui la barra ne urta una dello stesso materiale ma di diametro tendente all'infinito. Ciò corrisponde in pratica al caso in cui la barra urta un blocco dello stesso materiale di cui è costituita. In tal caso:

$$|\sigma_s| = \lim_{\beta \to \infty} \frac{z^2 \beta}{z + z\beta} V_0 = z V_0 = \rho c V_0$$

Si noti che tale quantità è esattamente il doppio della tensione che si sviluppava nel caso dell'urto contro una barra identica, e quindi si ricade nel caso di estremità perfettamente vincolata[6]. Dunque se la velocità di striker è tale da generare nelle barre dell'apparato SHPB onde di tensione già molto prossima a quella di snervamento del materiale, l'urto contro una barra di stesso materiale e diametro maggiore provocherà un incremento di tensione nella barra che la porterà a plasticizzare, e non costituisce quindi una strategia accettabile per agevolare l'arresto delle barre al termine dell'apparato SHPB.

Tuttavia, è possibile impiegare materiali ad impedenza specifica più bassa per contenere le tensioni entro il limite elastico dei materiali. Bisogna tuttavia prestare attenzione al fatto che, all'interfaccia, la tensione della barra piccola è la stessa imposta localmente alla barra grande (nell'area di interfaccia), quindi la tensione limite da prendere in considerazione nei calcoli è quella del materiale meno resistente.

L'equazione della tensione può essere riarrangiata per esplicitare il massimo rapporto d'area che una determinata coppia di materiali è in grado di tollerare:

[6] Si tenga presente che questo risultato è ottenuto nell'ipotesi di onde monodimensionali. Quando barre di diametro diverso interagiscono localmente si creno stati triassiali di tensione. Come si spiegherà l'analisi semplificata ha comunque la sua utilità rispetto a quella rigorosa, cui si accennerà

$$\beta_{max} = \frac{\sigma_y z_s}{z_s z_b V_0 - \sigma_y z_b}$$

Naturalmente, questo procedimento ha senso soltanto se il risultato è maggiore di 1, poiché si sta cercando di aumentare il diametro di sezione della barra. Se una specifica combinazione di impedenze specifiche, carichi di snervamento e velocità iniziale rende un risultato minore di 1, significa che, nell'ipotesi di onde monodimensionali, è impossibile incrementare la sezione trasversale delle barre senza entrare in campo plastico.

I seguenti casi sono di interesse pratico:

- Acciaio a 50 m/s contro alluminio 7075 T6: β=0,94 →rischio plasticizzazione dell'alluminio
- Acciaio a 40 m/s contro alluminio 7075 T6: β=1,18
- Acciaio a 30 m/s contro alluminio 7075 T6: β= 2,0
- Acciaio a 12,5 m/s contro alluminio 7075 T6: β= ∞

- Acciaio a 50 m/s contro titanio 6Al4V: β= 1,5
- Acciaio a 40 m/s contro titanio 6Al4V: β= 2,3
- Acciaio a 30 m/s contro titanio 6Al4V: β= 5,4
- Acciaio a 22,5 m/s contro titanio 6Al4V: β= ∞

- Acciaio a 50 m/s contro acciaio σy=1000MPa: β= 1
- Acciaio a 35 m/s contro acciaio: β= 2,5

- Titanio a 57 m/s contro titanio: β= 2,5
- Titanio a 50 m/s contro titanio: β= 4,4
- Titanio a 50 m/s contro alluminio β= 1,3

Fra i risultati appena calcolati sono sottolineate le combinazioni che permettono almeno di raddoppiare il diametro della barra da arrestare.

È bene precisare che nella barra di diametro maggiore, specialmente se la differenza di diametro è grande, lo stato tensionale generato dalla forza all'interfaccia è triassiale, e le ipotesi della teoria delle onde monodimensionali non sono più rispettate. La trattazione del problema tridimensionale è ben più complessa di quella delle onde monodimensionali qui effettuata, che fornisce quindi una stima grossolana ma conservativa.

La soluzione del problema di Love per un'area circolare caricata su un semispazio elastico (1929) [34], cui si rimanda, dimostra infatti come la tensione equivalente di Von Mises massima generata nel semispazio elastico soggetto a carico uniforme su una porzione circolare della superficie sia inferiore al carico stesso in ogni punto del solido. Il carico reale trasmesso dalla barra piccola a quella grande non è generalmente uniforme sulla superficie di interfaccia, ma escludendo le concentrazioni tensionali associate ai bordi del contatto, le soluzioni elastostatiche tridimensionali per carichi distribuiti su aree circolari suggeriscono che la massima tensione equivalente nel corpo ricevente possa risultare inferiore alla tensione compressiva nominale nella striker, a parità di forza trasmessa. Tale comportamento è coerente con la diffusione tridimensionale del carico, anche se la sua estensione all'urto dinamico richiede ulteriori verifiche.

5. Prove sperimentali

Terminata la costruzione del lanciatore "gas gun" e quella dell'apparato SHPB, e realizzata l'installazione su di esso del lanciatore, venivano effettuati dei test preliminari per verificare che l'intero apparato si comportasse come da progetto.

5.1. Misurazione delle velocità "striker"

Per prima cosa, al fine di verificare il corretto funzionamento del lanciatore, venivano effettuate delle prove di sparo misurando, tramite acquisizione di immagini ad alta velocità con telecamera Photron Fastcam, la velocità raggiunta dalla barra striker al termine della sua corsa di accelerazione, e quindi quella con cui urta la barra di input, generando l'impulso di compressione.

La stima della velocità avveniva contando il numero di frame del filmato impiegati dalla barra per percorrere una data distanza, misurata con l'ausilio di una scala graduata sullo sfondo.

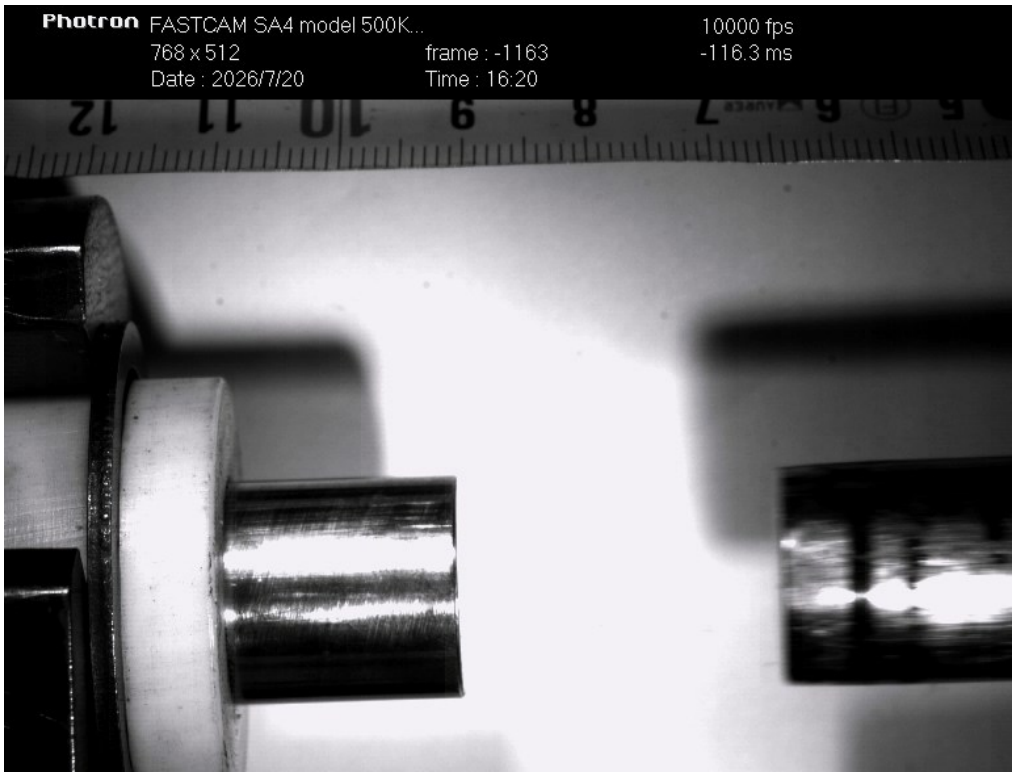


Figura 51: fotogramma di una ripresa ad alta velocità durante una prova a bassa pressione. In questo caso la barra striker si muove da destra verso sinistra.

Le prove venivano effettuate pressurizzando la camera del lanciatore a pressioni via via crescenti, creando una correlazione velocità-pressione che possa in seguito essere usata come riferimento per ottenere la velocità d'urto richiesta dallo specifico test.

Le velocità ottenute, riportate nella tabella seguente, vanno confrontate con l'andamento calcolato.

Pressione [bar]	FPS	frames	distanza [mm]	velocità reale [m/s]
4	3600	20	55	9,9
5	10000	26	29	11,2
8	10000	15	29	19,3
8	20000	24	23	19,2
15	20000	21	27	25,7
15	20000	23	30	26,1
20	20000	31	50	32,3
25	25000	27	37,1	34,4
30				
40				
50				

L'andamento teorico del lavoro utile compiuto sul carico (barra + sabot) è espresso da:

$$W = (P_i + P_{atm})\frac{V_i}{\gamma - 1}\left[1 - \left(\frac{V_i}{V_f}\right)^{\gamma-1}\right] - P_{atm}(V_f - V_i)$$

Dove il primo termine rappresenta il lavoro di espansione del gas ed il secondo il lavoro resistente dovuto alla pressione atmosferica presente in canna. Tale termine diviene tanto più rilevante quanto è bassa la pressione iniziale, ed è per questo fondamentale includerlo per fare delle stime di velocità in tutto il campo di funzionamento del lanciatore.

Considerando che nel caso specifico i valori effettivamente realizzati sono:

Vi= 610 cm^3 Vf= 2306 cm^3 e P_{atm}=0,1MPa

Si può riscrivere in maniera più compatta:

$$W = 630(P_i + 0{,}1) - 170$$

Considerando che l'effettiva massa del sabot è di 125g, la massa complessiva accelerata sarà m=1,7+0,125= 1,82 Kg

Ricordando che nel caso in esame l'energia di rinculo non è del tutto trascurabile rispetto a quella della massa accelerata, imponendo che tutto il lavoro utile si trasformi in energia cinetica (del payload o di rinculo) e la conservazione della quantità di moto, la velocità della barra sarà espressa come:

$$V = \sqrt{\frac{2W}{m + \frac{m^2}{M}}}$$

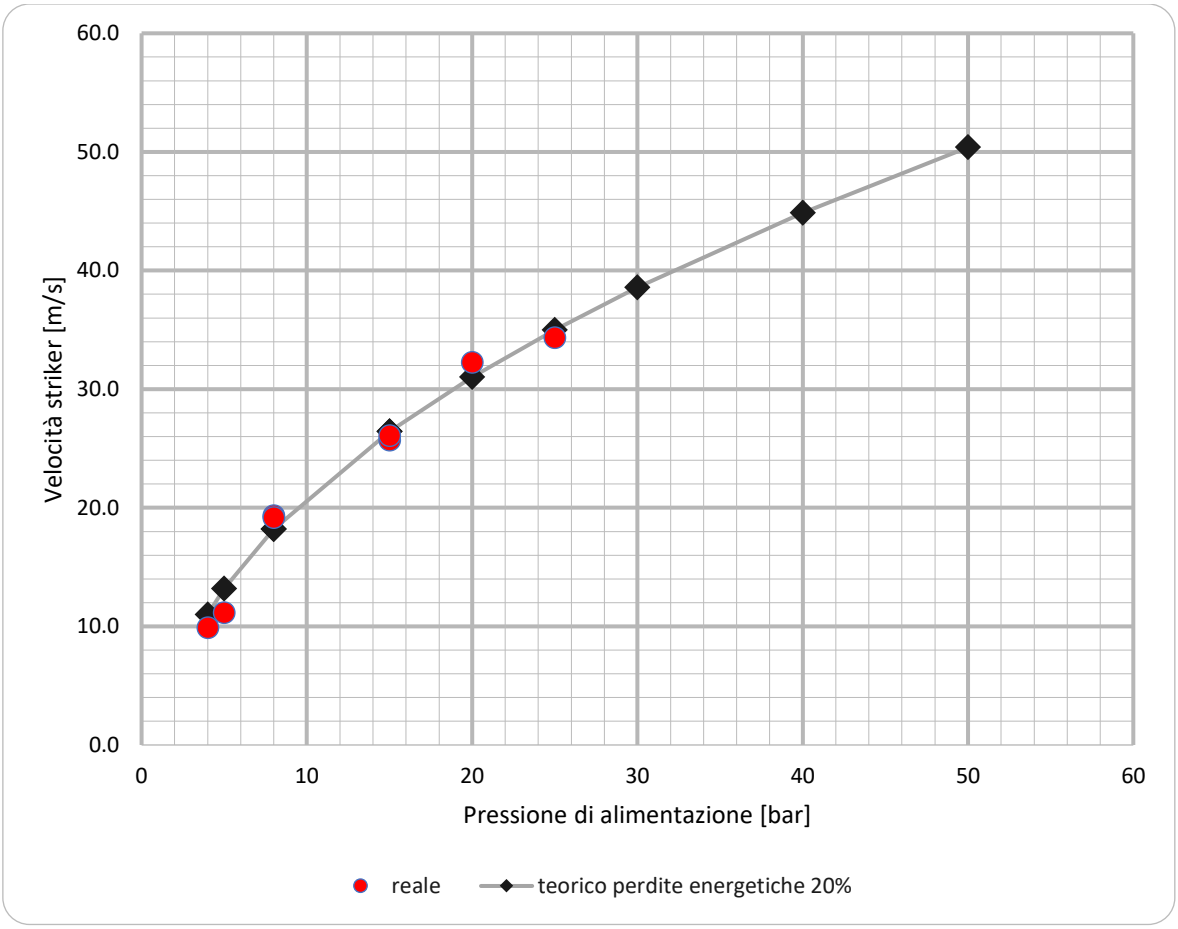
Dove M è la massa del lanciatore (34 kg).

Il valore della velocità viene tabulato di seguito, unitamente all'andamento di velocità reale in funzione della pressione ottenuto sperimentalmente.

Pressione [bar]	FPS	frames	distanza [mm]	**Velocità reale [m/s]**	Velocità secondo modello ideale [m/s]	**Velocità con perdite energetiche 20% [m/s]**
4	3600	20	55	**9,9**	12,3	**11,0**
5	10000	26	29	**11,2**	14,7	**13,2**
8	10000	15	29	**19,3**	20,3	**18,2**
8	20000	24	23	**19,2**	20,3	**18,2**
15	20000	21	27	**25,7**	29,6	**26,4**
15	20000	23	30	**26,1**	29,6	**26,4**
20	20000	31	50	**32,3**	34,7	**31,0**
25	25000	27	37,1	**34,4**	39,1	**35,0**
30					43,1	**38,6**
40					50,2	**44,9**
50					56,3	**50,4**

Le prove venivano effettuate fino ad una pressione di alimentazione di 25bar, poiché la velocità raggiunta a quella pressione, pari a 34,4 m/s, produce una tensione nella barra di circa 680 MPa, prossima al limite elastico di circa 800 MPa della barra in acciaio inossidabile 17-4 PH [25] impiegata per i test. Inoltre, era già stata superata la soglia di progetto di 30m/s, che si ricorda era l'obiettivo primario della progettazione, seppure questa è stata comunque effettuata per consentire in futuro (e con barre differenti) il raggiungimento di velocità più elevate (50 m/s).

I punti acquisiti sperimentalmente copiano fedelmente l'andamento della curva ideale quando in questa siano state considerate **20% di perdite energetiche**. Dunque nel range considerato le perdite energetiche sono ben descritte da un andamento proporzionale alla pressione.



L'andamento della velocità in funzione della pressione di alimentazione segue fedelmente l'andamento teorico a partire dai 4 bar, minima pressione testata, fino a quella massima.

Inoltre, nei casi in cui due misurazioni sono state effettuate alla stessa pressione di alimentazione, cioè a 8 bar e a 15 bar, l'apparato ha mostrato una buona ripetibilità, producendo valori pressoché sovrapponibili di velocità.

Le perdite energetiche rappresentano verosimilmente l'effetto complessivo di:

- Presenza di attrito meccanico fra il sabot e la canna, principalmente dovuto alla guarnizione del tipo "a labbro", il cui attrito tende ad aumentare proporzionalmente alla pressione;

- Sfiati di gas, compreso lo sfiato di servizio dell'asta della valvola (foro da 1,5mm) e quello di equalizzazione del cilindro di contropressione;
- Presenza di un piccolo volume morto fra il diaframma della valvola e il sabot, che comporta una iniziale espansione del gas che riduce l'efficienza;
- Non idealità del gas;
- Contributo di lavoro necessario ad accelerare il gas propellente;
- Lieve sovrappressione dell'aria avanti al sabot mentre fuoriesce dai fori di sfiato;
- Dissipazione dovuta a fenomeni fluidodinamici;
- Inefficienze dovute al transitorio di apertura della valvola

La progettazione ha permesso di minimizzare diversi di questi contributi, che altrimenti avrebbero avuto un peso ben maggiore nel bilancio energetico, con particolare riferimento alla progettazione della valvola e alla minimizzazione del volume morto.

Nonostante non fosse possibile misurare la velocità della barra striker alla massima pressione di progetto di 50 bar, una prova di pressurizzazione e di sparo di un colpo a vuoto (cioè senza sabot né barra) confermava la resistenza strutturale e la funzionalità della valvola.

5.2. Stima prestazioni massime con barre in titanio e alluminio

Ora che è stata verificata sperimentalmente la rispondenza del comportamento reale dell'apparato al modello teorico, è possibile stimare le velocità raggiungibili alle varie pressioni impiegando gli altri due materiali di interesse, ovvero il Titanio 6Al4V e l'alluminio 7075 T6.

a. **Titanio**: la massa della barra è 0,97 kg, che sommata al sabot porta a una massa accelerata di 1,09 kg. Il massimo carico tollerabile dalla barra prima dell'instabilità elastica è 16,2 kN, cui corrisponde una pressione di 57 bar. La tabella pressione-velocità è di seguito:

Pressione [bar]	Velocità con perdite energetiche 20% [m/s]
4	14,4
5	17,2
8	23,8
15	34,5
20	40,5
25	45,7
30	50,4
40	58,6
50	65,8

La **massima velocità** è circa **65 m/s**, limitata dalla pressione massima d'esercizio. La massima velocità d'urto sopportabile dalla barra sarebbe di 81 m/s

b. **Alluminio**: la massa della barra è 0,588 kg, che sommata al sabot porta a una massa accelerata di 0,71 kg. Il massimo carico tollerabile dalla barra prima dell'instabilità è 10,3 kN, cui corrisponde una pressione di 36 bar. La tabella pressione-velocità è di seguito:

Pressione [bar]	Velocità con perdite energetiche 20% [m/s]
4	17,9
5	21,4
8	29,6
15	43,0
20	50,4
25	56,9
30	62,7
35	68,1

La **massima velocità** è **68 m/s**, limitata dalla stabilità elastica della barra. La massima velocità d'urto sopportabile dalla barra sarebbe di 70 m/s

5.3. Prove preliminari di compressione provini

Con la stessa metodologia di acquisizione immagini, venivano immortalate alcune prove preliminari di schiacciamento di provini a bassa impedenza, costituiti da sughero o materiali polimerici espansi di differenti tipologie.

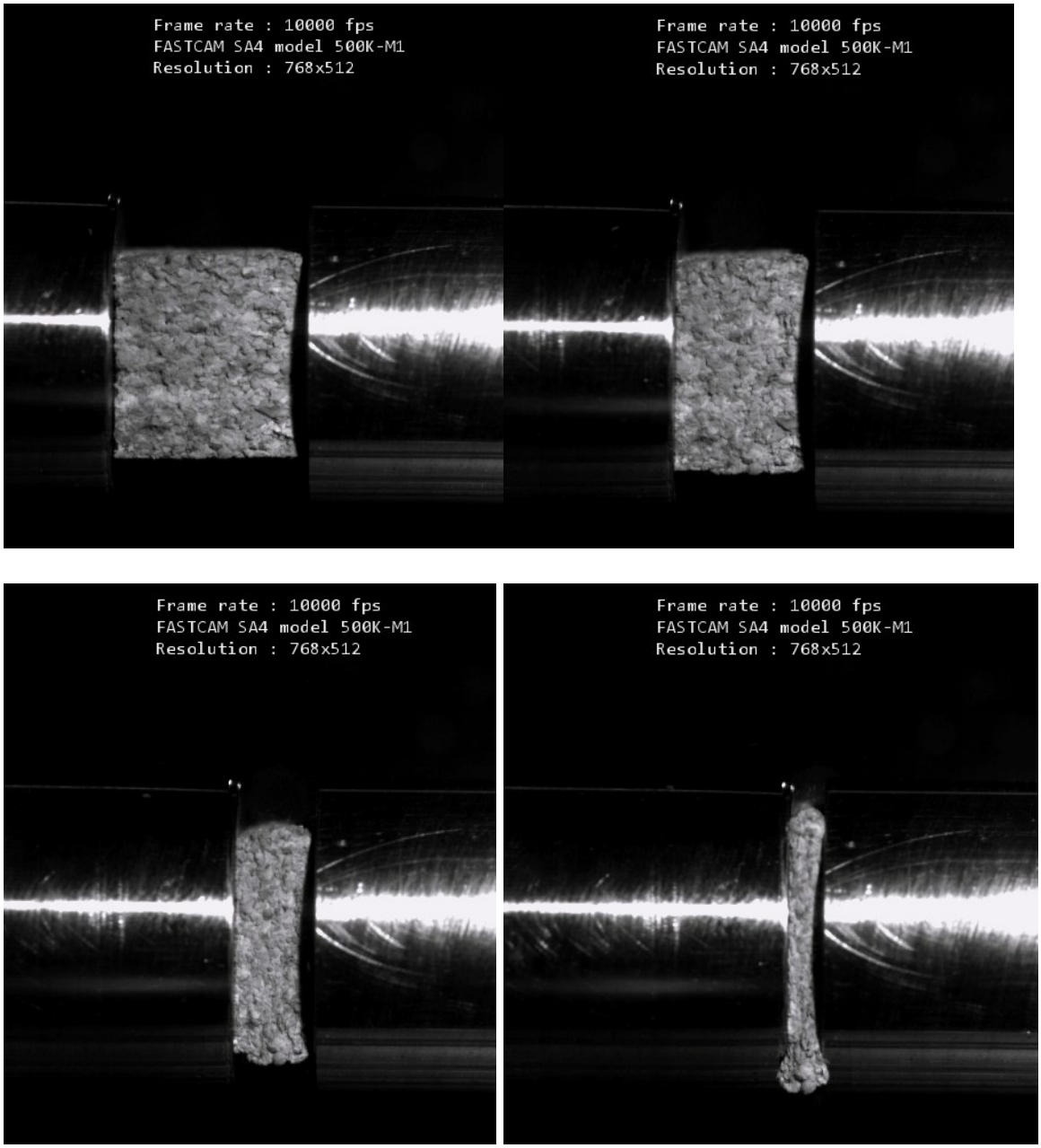


Figura 52: fotogrammi di una prova di compressione dinamica di un provino in sughero

Non essendo le barre ancora strumentate, non venivano acquisiti dati di tensione, mentre il test era volto a verificare il corretto funzionamento dell'apparato. Nel dettaglio, si verificava

come il sistema di ritardo e ammortizzamento del rinculo, unitamente al telaio irrigidito, consentiva alla prova dinamica di verificarsi senza alcuna interferenza non solo durante il primo avanzamento della barra di input (requisito fondamentale), ma anche durante i successivi.

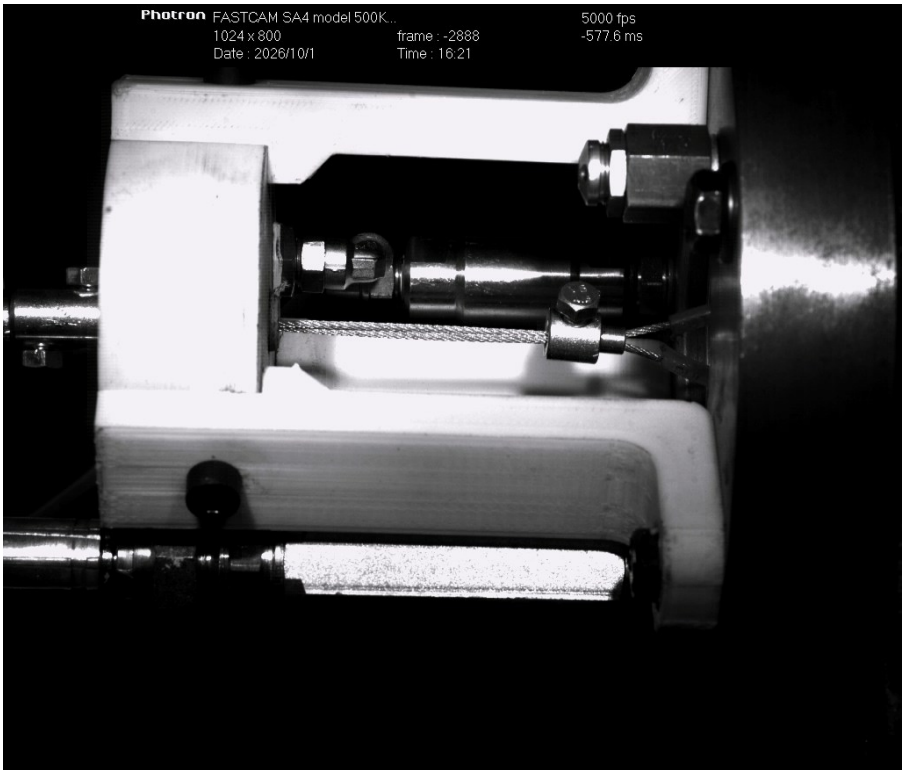
Si verificava inoltre l'affidabilità dell'intero apparato, che non mostrava malfunzionamenti rilevanti durante le numerose prove effettuate.

5.4. Riprese ad alta velocità del processo di apertura valvola

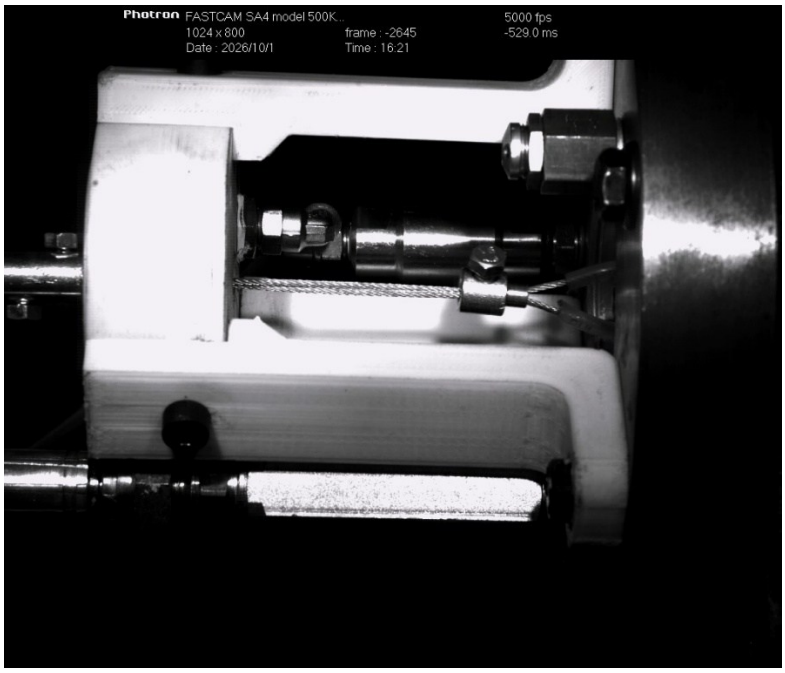
Di particolare interesse era la ripresa ad alta velocità della parte posteriore del lanciatore, che fornisce utili informazioni sul processo di apertura valvola e sul funzionamento dell'attuatore ausiliario.

Sono di seguito riportati i fotogrammi salienti:

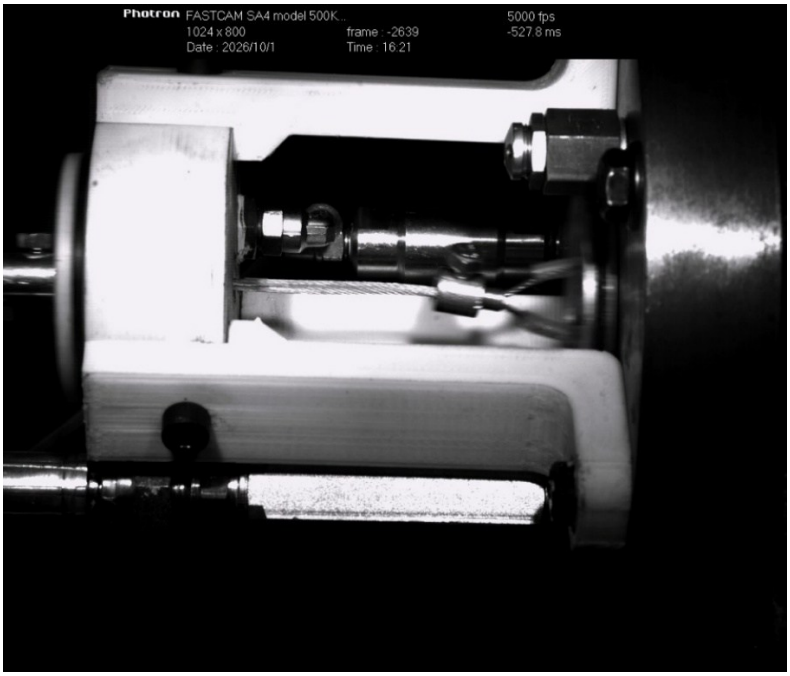
1) Situazione di partenza: valvola chiusa, camera pressurizzata, inizia l'applicazione di forza da parte dell'attuatore ausiliario



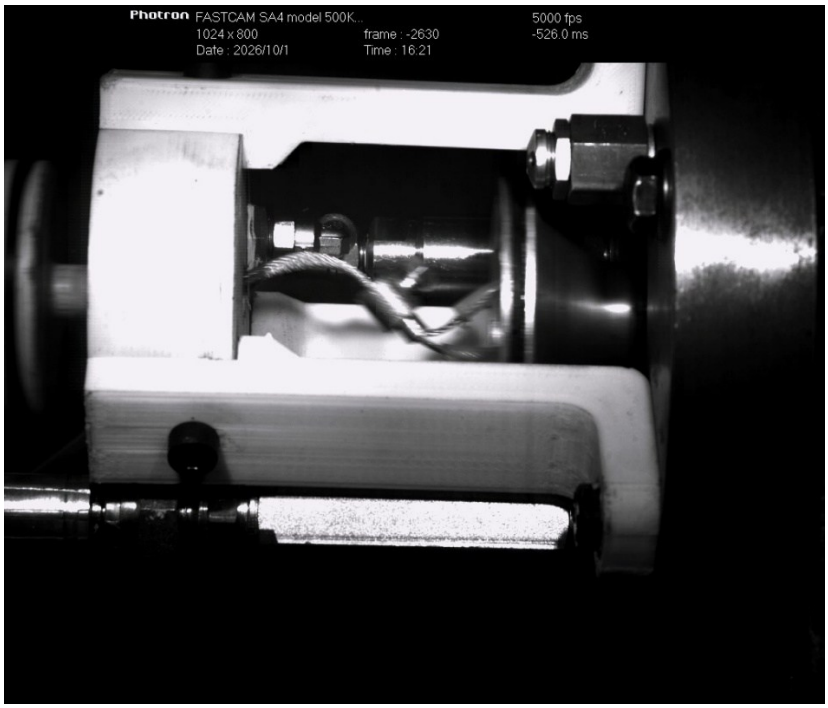
2) Inizio apertura valvola: L'attuatore ausiliario ha fatto traslare il gruppo valvola lungo la sua breve precorsa, fino al venir meno della tenuta. Inizia la forte accelerazione dell'intero gruppo valvola



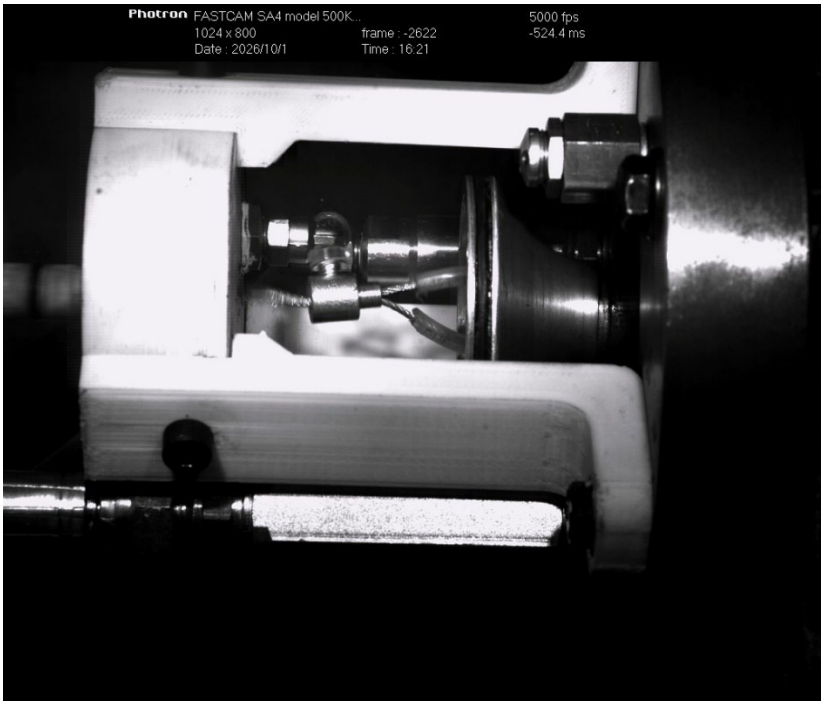
3) Termine accelerazione valvola: il gruppo valvola è arretrato al punto di lasciare il suo cilindro: il gas fuoriesce dal cilindro di contropressione e termina la fase di accelerazione della valvola, che ha raggiunto la sua velocità massima



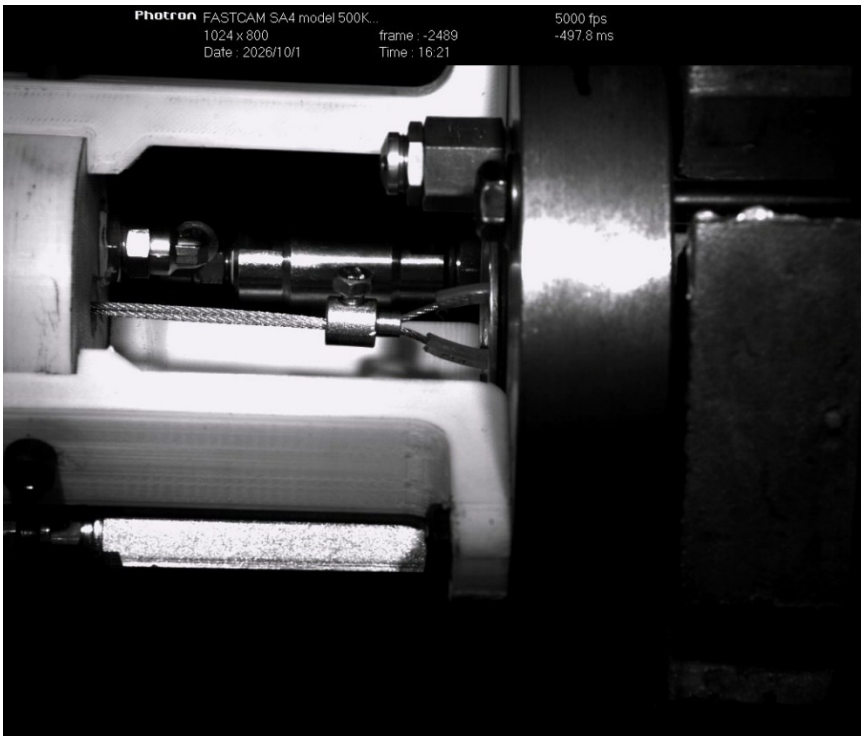
4) Valvola completamente aperta: il gruppo valvola ha percorso la sua corsa libera di apertura, lunga 3 cm, ed ha appena urtato l'ammortizzatore in gomma poliuretanica avente la funzione di ammortizzare la sua frenata.



5) Valvola ferma: l'ammortizzatore ha completamente arrestato la valvola.



6) Termine del ciclo di sparo: spinto dalla molla di recupero, il gruppo valvola è tornato in posizione avanzata, senza però raggiungere la chiusura, per evitare che la camera possa ripressurizzarsi accidentalmente.



Confrontando le posizioni del gruppo valvola ai diversi istanti, si può stimare la cinematica del gruppo valvola: considerando la velocità pressoché costante fra gli istanti 3 e 4, che distano fra loro di 1,8ms, e in cui la valvola percorre 25mm, la velocità media di apertura della valvola sarà v = 13,9 m/s

Tale velocità è frutto di una accelerazione mantenuta per un tratto molto breve, di pochi millimetri, fra l'apertura della tenuta principale e la fuoriuscita del pistone di contropressione dal suo cilindro.

Per l'uso cui questo lanciatore è destinato, come si vedrà a breve, questa velocità d'apertura è pienamente soddisfacente, quindi non vi è motivo di aumentarla stressando maggiormente l'ammortizzatore. Qualora però in futuro fosse necessario operare con carichi da accelerare più leggeri e a velocità maggiore, si potranno modificare alcune quote per incrementare la

lunghezza della corsa di accelerazione del gruppo valvola, riducendo così anche significativamente il tempo di apertura.

Nel caso in esame ora, invece, il tempo di apertura complessivo può essere stimato in circa 3 ms. Durante tale lasso di tempo, il lanciatore arretra di una distanza che, acquisita dai fotogrammi, risulta essere di circa 0,7mm. Ricordando che per lanciatore e proiettile il rapporto degli spazi percorsi è uguale all'inverso del rapporto delle masse, considerando che la massa effettiva accelerata era di 1,82 kg e quella del lanciatore era di 34 kg, si ottiene che al momento in cui la valvola ha raggiunto la completa apertura (fondo corsa), il sabot e la barra si sono mossi in avanti soltanto di circa 13mm, confermando l'adeguatezza della velocità di apertura valvola rispetto alla massa da accelerare, e che l'effetto dell'apertura valvola sulla prestazioni del lancio sia limitata.

6. Conclusioni

Alla luce degli studi e della sperimentazione svolta, si traggono le seguenti conclusioni:

1) Veniva progettato e realizzato un lanciatore pneumatico di barre (gas gun) che, sfruttando l'energia ottenuta dall'espansione di un volume di gas pre-pressurizzato ad una pressione variabile fra i 4 e i 50 bar, consente l'accelerazione di una barra di acciaio da 18mm di diametro, lunga 85cm, fino ad una velocità di 50 m/s.
2) È stato verificato come l'impiego nel lanciatore di un sabot sovra-calibrato, unitamente all'impiego di una camera pre-pressurizzata con valvola ad apertura rapida integrata, consenta il raggiungimento di elevate velocità con pressioni relativamente modeste, richiedendo per il caricamento soltanto di una piccola bombola di azoto compresso, la cui durata è incrementata dall'impiego di rifornimento a doppio stadio con una sorgente di aria a bassa pressione (10 bar).
3) Il sistema trattiene automaticamente il sabot al suo interno, decelerandolo tramite un ammortizzatore in TPU, così che possa essere direttamente riutilizzato semplicemente reintroducendovi la barra.
4) Completata la realizzazione del lanciatore, si verificava sperimentalmente come questi consentisse di superare la velocità target di progetto, stabilita in 30 m/s. Si interrompeva la sperimentazione a 34,4 m/s, per tutelare le barre in uso che avrebbero rischiato di plasticizzarsi a velocità superiori.
5) L'andamento di velocità in funzione della pressione di alimentazione risultava fedele in tutto il range testato, ovvero da 4 a 25 bar, alla curva teorica ottenuta considerando un totale di perdite energetiche pari al 20% rispetto al modello ideale.
6) La resistenza strutturale della camera del lanciatore e della sua valvola venivano verificate pressurizzando il sistema alla massima pressione di progetto, pari a 50 bar, verificando anche il corretto funzionamento del gruppo valvola a quella pressione sparando un colpo a vuoto (senza barra né sabot).
7) Il lanciatore è stato integrato in un apparato sperimentale SHPB progettato e realizzato ad hoc, ed un sistema di ritardo e ammortizzazione delle forze di rinculo, unitamente ad un telaio di irrigidimento appositamente progettato, consente di svolgere le prove dinamiche senza l'interferenza dei fenomeni di rinculo.

8) L’intero apparato è progettato per funzionare con barre realizzate, oltre che in acciaio ad elevato limite elastico, anche in lega d’alluminio 7075 T6 e lega di titanio 6Al4V, operando ad un massimo di 35 bar nel primo caso (corrispondenti a 68 m/s) e 50 bar nel secondo (corrispondenti a 65 m/s).

Bibliografia

[1] Hopkinson, B. (1914). A method of measuring the pressure produced in the detonation of high explosives or by the impact of bullets. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A*, **213**, 437–456. DOI: 10.1098/rsta.1914.0010.

[2] Davies, R. M. (1948). A critical study of the Hopkinson pressure bar. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A*, **240**(821), 375–457. DOI: 10.1098/rsta.1948.0001.

[3] Kolsky, H. (1949). An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of loading. *Proceedings of the Physical Society. Section B*, **62**(11), 676–700. DOI: 10.1088/0370-1301/62/11/302.

[4] Chen, W., e Song, B. (2011). *Split Hopkinson (Kolsky) Bar: Design, Testing and Applications*. New York: Springer. DOI: 10.1007/978-1-4419-7982-7.

[5] Gama, B. A., Lopatnikov, S. L., e Gillespie, J. W., Jr. (2004). Hopkinson bar experimental technique: A critical review. *Applied Mechanics Reviews*, **57**(4), 223–250. DOI: 10.1115/1.1704626.

[6] Gray, G. T., III (2000). Classic Split-Hopkinson Pressure Bar Testing. In H. Kuhn e D. Medlin (a cura di), *ASM Handbook*, vol. 8, *Mechanical Testing and Evaluation*, pp. 462–476. ASM International. DOI: 10.31399/asm.hb.v08.a0003296.

[7] Follansbee, P. S., e Frantz, C. (1983). Wave propagation in the split Hopkinson pressure bar. *Journal of Engineering Materials and Technology*, **105**(1), 61–66. DOI: 10.1115/1.3225620.

[8] Chen, W., Zhang, B., e Forrestal, M. J. (1999). A split Hopkinson bar technique for low-impedance materials. *Experimental Mechanics*, **39**(2), 81–85. DOI: 10.1007/BF02331109.

[9] Kolsky, H. (1963). *Stress Waves in Solids*. New York: Dover Publications. ISBN 9780486610986. Scheda dell'editore.

[10] Meyers, M. A. (1994). *Dynamic Behavior of Materials*. New York: Wiley. DOI: 10.1002/9780470172278.

[11] Field, J. E., Walley, S. M., Proud, W. G., Goldrein, H. T., e Siviour, C. R. (2004). Review of experimental techniques for high rate deformation and shock studies. *International Journal of Impact Engineering*, **30**(7), 725–775. DOI: 10.1016/j.ijimpeng.2004.03.005.

[12] Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., e Bailey, M. B. (2018). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 9ª ed. Hoboken: Wiley. ISBN 9781119391388. Indice dell'editore.

[13] Seigel, A. E. (1965). *The Theory of High Speed Guns*. AGARDograph 91. Paris: NATO–AGARD. Rapporto AD475660. Record NTIS.

[14] Dawara, V., Bajantri, A., Dhami, H. S., Narayana Murty, S. V. S., e Viswanathan, K. (2023). Design of a low-velocity impact framework for evaluating space-grade materials. *Acta Astronautica*, **212**, 606–616. DOI: 10.1016/j.actaastro.2023.07.040. Preprint degli autori.

[15] Young, W. C., Budynas, R. G., e Sadegh, A. M. (2011). *Roark's Formulas for Stress and Strain*, 8ª ed., edizione elettronica. McGraw-Hill. ISBN 9780071742481. Scheda dell'editore.

[16] Timoshenko, S. P., e Gere, J. M. (1961). *Theory of Elastic Stability*, 2ª ed. New York: McGraw-Hill. Riproduzione dell'edizione originale.

[17] Budynas, R. G., e Nisbett, J. K. (2024). *Shigley. Progetto e costruzione di macchine*, 5ª ed. Edizione italiana a cura di G. B. Broggiato, G. Chiappini, L. Cortese, E. Mancini, M. Rossi e M. Sasso. McGraw Hill. ISBN 9788838658716. Scheda dell'editore.

[18] Christensen, R. M. (1982). *Theory of Viscoelasticity: An Introduction*, 2ª ed. New York: Academic Press. DOI: 10.1016/B978-0-12-174252-2.X5001-7.

[19] Chaudhry, M. S., e Czekanski, A. (2020). Evaluating FDM process parameter sensitive mechanical performance of elastomers at various strain rates of loading. *Materials*, **13**(14), 3202. DOI: 10.3390/ma13143202.

[20] International Organization for Standardization (2013). *ISO 898-1:2013 — Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel — Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes — Coarse thread and fine pitch thread*, con rettifica del 2013. Scheda ISO.

[21] UNI (2019). *UNI EN 10025-2:2019 — Prodotti laminati a caldo di acciai per impieghi strutturali — Parte 2: Condizioni tecniche di fornitura di acciai non legati per impieghi strutturali*. Scheda UNI.

[22] Hydro Innovation & Technology (2019). *Technical Datasheet — Extruded Products — Alloy EN AW-6082 [AlSi1MgMn]*. Revisione 2, gennaio 2019. Scheda tecnica.

[23] Kaiser Aluminum (s.d.). *Rod & Bar Alloy 7075 — Technical Data*. Documento KA-RBH-7075-8.10. Scheda tecnica.

[24] TIMET (s.d.). *TIMETAL 6-4, 6-4 ELI & 6-4-.1Ru — Medium to High Strength General Purpose Alloys*. Scheda tecnica.

[25] ATI (s.d.). *ATI 17-4 / ATI 17-4 MIL — Precipitation Hardening Stainless Steel — UNS S17400*. Documentazione del produttore.

[26] Angst+Pfister (s.d.). *Catalogo base / Basic catalogue — O-Ring*. Versione bilingue italiano/inglese. Angst+Pfister. Catalogo del produttore, copia pubblicata da Casa del Cuscinetto. Consultato il 6 ottobre 2026.

[27] Autodesk (s.d.). *Fusion Help — Nonlinear Static Stress: Theoretical Background*. Documentazione ufficiale.

[28] Autodesk (s.d.). *Fusion Help — Edit Contact Dialog Box*. Documentazione ufficiale.

[29] CTA — Centro Tecnologie Avanzate (s.d.). *Profilati in alluminio e componenti per automazioni industriali*. Catalogo, ed. 7.2. Civitanova Marche: CTA. Catalogo tecnico.

[30] Oxyturbo (s.d.). *Caratteristiche tecniche riduttori MAXYMUM*. Documentazione tecnica.

[31] GAPI Group — MACMA (s.d.). *MAD — Polyurethane U Seals*. Documentazione tecnica delle guarnizioni a labbro serie MAD–UMAD–M. Scheda ufficiale GAPI. Consultata il 6 ottobre 2026.

[32] Greenhill, A. G. (1881). Determination of the greatest height consistent with stability that a vertical pole or mast can be made, and of the greatest height to which a tree of given proportions can grow. *Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*, **4**, parte II, 65–73. Indice ufficiale della Cambridge Philosophical Society, p. 43.

[33] Carlucci, D. E., e Jacobson, S. S. (2018). *Ballistics: Theory and Design of Guns and Ammunition*, 3ª ed. Boca Raton: CRC Press. ISBN 9781138055315. DOI: 10.1201/b22201. Catalogo CRC Press/Routledge, p. 62. §4.12, «Sabot Design», nella parte dedicata alla balistica interna.

[34] Love, A. E. H. (1929). The stress produced in a semi-infinite solid by pressure on part of the boundary. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A*, **228**, 377–420. DOI: 10.1098/rsta.1929.0009.

[35] MASTAN2 (s.d.). *About MASTAN2*. Documentazione ufficiale del software di analisi strutturale. Sito ufficiale. Consultato il 7 ottobre 2026.