



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Relazione per la prova finale

Analisi strutturale e proposta di miglioramento di un braccio telescopico di un macchinario per la pulizia e la scorifica di forni fusori per la produzione di alluminio.

Tutor Universitario: Nicola Petrone

Tutor Aziendale: Marco Cecchetto

Studente con matricola 1167218

Anno Accademico 2021/2022

INDICE:

1. Presentazione del macchinario e del componente oggetto dello studio
2. Valutazione delle analisi ad elementi finiti FEM precedentemente eseguite
3. Descrizione della nuova commessa per il componente oggetto dello studio
4. Primi calcoli analitici delle reazioni vincolari
5. Calcoli analitici e FEM del componente semplificato nella prima condizione di carico
6. Calcoli analitici e FEM del componente semplificato nella seconda condizione di carico
7. Analisi FEM prima condizione di carico modello completo
8. Analisi FEM seconda condizione di carico modello completo
9. Analisi FEM terza condizione di carico
10. Verifica a fatica seconda condizione di carico modello completo
11. Conclusioni analisi FEM ed osservazioni
12. Analisi dei materiali impiegati e nuove proposte
13. Analisi sistema di raffreddamento
14. Conclusioni esperienza ed osservazioni
15. Ringraziamenti
16. Bibliografia

1. INTRODUZIONE AL MACCHINARIO E ALLE SUE FUNZIONI:

MACCHINARIO:

FURNACE TENDING MACHINE SM09 E DERIVATI



Introduzione al macchinario mediante lettura del manuale di uso e manutenzione fornito dall'azienda. Particolare attenzione posta sulle componenti e la rispettiva funzione nel complesso del macchinario stesso.

Nel manuale sono presenti indicazioni tecniche, nonché una dettagliata guida al corretto funzionamento dell'assieme e le istruzioni per la manutenzione, necessaria per mantenere il sistema efficiente.

Il macchinario in esame è progettato per la pulizia dell'interno dei forni di alluminio da riciclo e la scorifica del bagno di metallo fuso, in impianti operanti con le seguenti condizioni:

- Altitudine..... 0 ± 500 [m]
- Temperatura ambientale..... $-5^{\circ} + 45$ [°C]
- Temperatura del cuore della fornace..... $+1200$ [°C]
- Temperatura del metallo liquido..... $+900$ [°C]
- Umidità relativa..... 30 – 100 %
- Tipologia ambiente..... *polveroso*
- Frequenza di lavoro..... *continua*

Il veicolo opera su normali suoli da fonderia in cemento, o comunque adatti a sopportare la massa dello stesso nel caso di esercizio a pieno carico.

Il corpo macchina consiste di sei elementi principali (ordinati dal fronte del macchinario al retro):

1. Utensile (scorificante, pulitore)
2. Gruppo telescopio
3. Cabina
4. Ponte superiore
5. Telaio principale
6. Vano motore



La cabina ed il gruppo utensile-telescopio poggiano sul ponte superiore ed hanno la possibilità di ruotare di $\pm 120^\circ$ per consentire di raggiungere agevolmente tutta l'area del forno.

Il complesso del ponte superiore poggia a sua volta sul telaio principale.

Al telaio principale sono collegate quattro ruote per la movimentazione del macchinario stesso.

Le ruote posteriori sono motorizzate e collegate al telaio da una ralla che consente la rotazione di tutto il macchinario di 360° . Questo è particolarmente utile, in quanto consente all'operatore di posizionare il veicolo trasversalmente alla bocca del forno, consentendo lo spostamento assiale senza ruotare la cabina. Ciò contribuisce a ridurre il tempo di esecuzione delle operazioni.

Le ruote anteriori non sono motorizzate (in riferimento alla versione del macchinario in esame) e collegate in modo da consentire la sola direzione rettilinea.

Un propulsore diesel è installato per alimentare l'idraulica dei moventi e la trazione.

Per le emergenze, in caso di malfunzionamento del sistema di propulsione diesel, è possibile la movimentazione dell'idraulica mediante propulsione elettrica.

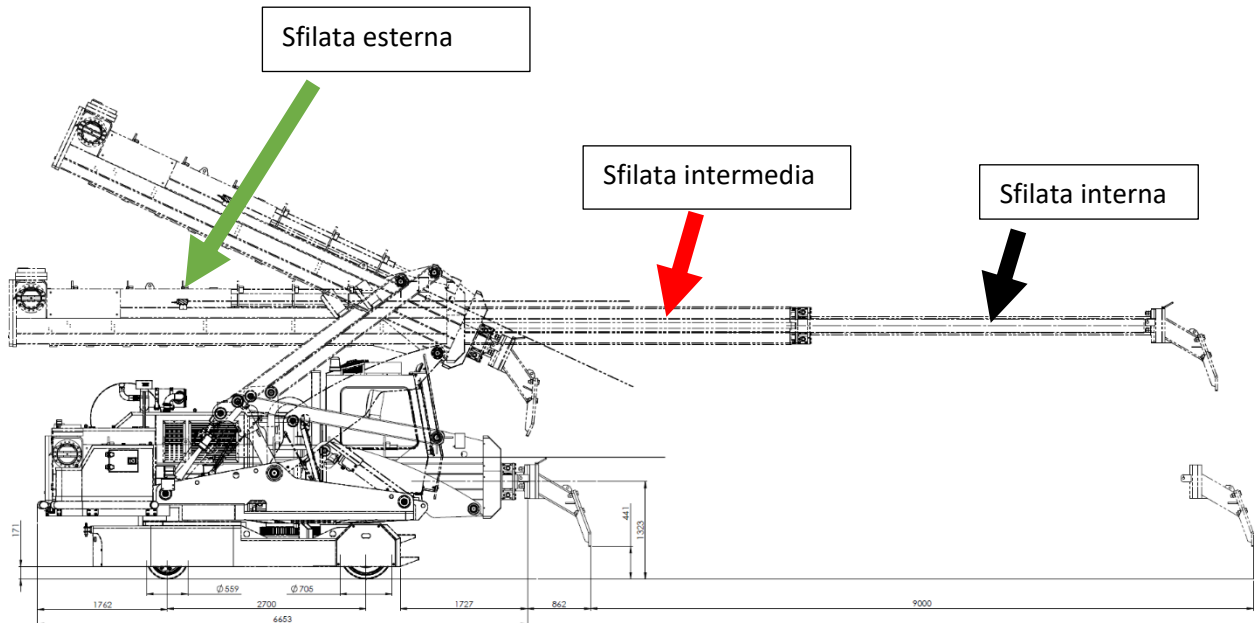
Il componente oggetto dello studio è il gruppo telescopio presente nella parte laterale del macchinario. Esso presenta due livelli di possibile estensione, dati da due sfilate.



La sfilata intermedia, indicata con la freccia rossa nel disegno, compie la prima parte della corsa, mentre la sfilata interna, indicata con la freccia nera, completa la corsa scorrendo al di fuori della sfilata intermedia fino all'estensione desiderata. Alla sfilata interna vengono agganciati gli utensili.

Con la freccia verde si indica la sfilata esterna, nel quale le altre due sfilate rientrano finite le operazioni nel forno.

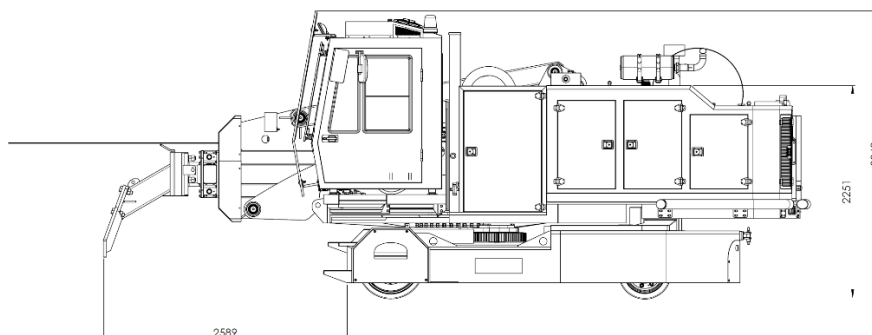
La somma della corsa di ciascuna sfilata consente al gruppo telescopico di raggiungere una lunghezza di 9 metri, nella condizione di massima estensione per il macchinario in questione.



Nell'immagine sopra stante possiamo apprezzare il macchinario sia con il gruppo telescopico nella sua configurazione di massima estensione, ovvero quando ambedue le sfilate, interna (indicata con la freccia nera) ed intermedia (indicata con la freccia rossa) sono svolte rispetto la loro posizione di riposo, sia nella posizione di riposo. Nella posizione di riposo la sfilata interna si ritrae all'interno della sfilata intermedia, la quale, a sua volta e contemporaneamente, ritorna nel corpo del gruppo.

Nella stessa immagine sono indicate anche le movimentazioni massime possibili in ciascuna direzione consentita del gruppo telescopico; dunque, oltre l'estensione delle sfilate si può notare il sollevamento massimo del gruppo e il massimo tilting, ovvero l'inclinazione del gruppo eseguita da due cilindri idraulici.

Nella figura seguente possiamo vedere il macchinario nella posizione di riposo.

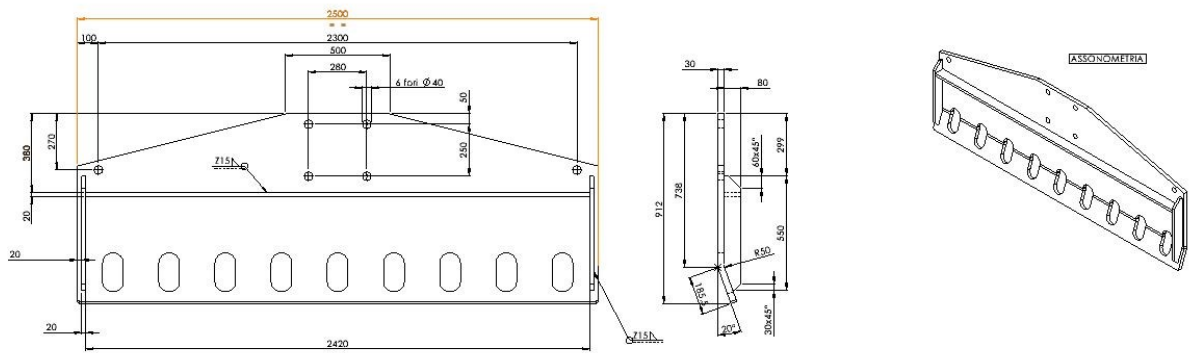


Il motore idraulico, posto sull'estremità posteriore, movimenta due catene attraverso un sistema albero e pignone. Vi sono poi delle rotelle che scorrono lungo una guida, le quali sostengono il movimento delle rispettive sfilate.

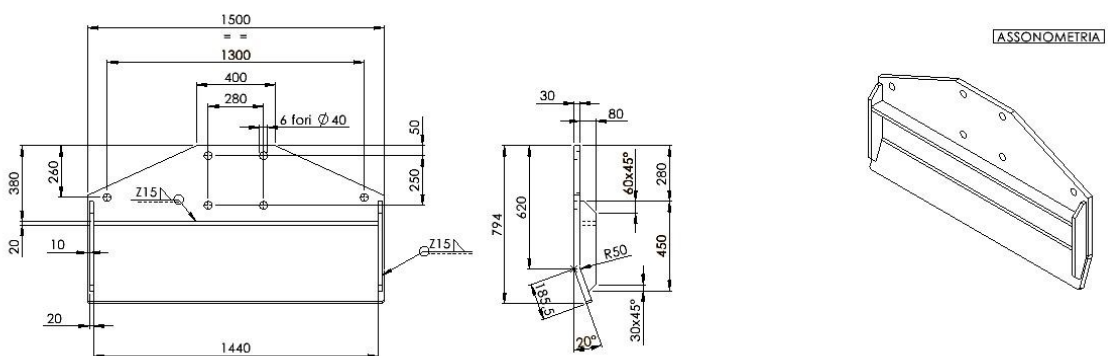
Quest'ultime raggiungono congiuntamente i nove metri di escursione nella condizione di massima estensione. Ciò consente di movimentare gli utensili di pulizia e scorifica, mantenendo l'operatore ad opportuna distanza dalla zona del forno e dalle sue alte temperature.

Gli utensili impiegati servono alla scorifica del bagno di fusione ed alla pulizia del forno e vengono agganciati al braccio telescopico:

- La fase di scorifica consiste nella rimozione delle scorie che galleggiano sul metallo fuso. L'utensile scorificante, in virtù della sua natura, lavora in modo perfettamente parallelo al pelo libero del fuso, senza oscillazioni, lasciando fluire l'alluminio ed intercettandone le scorie. Il movimento è lento per evitare la formazione di moto ondulatorio nel bagno. La scorifica avviene per ogni ciclo di fusione.



- La fase di pulizia del forno, invece, avviene indicativamente ogni due cicli di fusione e consiste nella rimozione dei sedimenti di fuso dalle pareti e dal fondo del forno stesso. Ciò che viene rimosso, in entrambe le operazioni, viene trascinato in apposite vasche situate all'estremità d'ingresso del forno, le quali vengono poi rimosse e svuotate.



Il braccio risulterà essere sottoposto a sollecitazioni di carico unite alle alte temperature del forno, rendendo fondamentale una accurata progettazione dell'assieme. Tutto ciò, onde evitare situazioni indesiderate quali deformazioni e/o cedimenti della struttura stessa.

L'analisi strutturale, la scelta dei materiali e il comportamento di questi in relazione alle condizioni di esercizio del macchinario, nonché una proposta di miglioramento della struttura, sono l'oggetto di questa relazione.

È richiesta la valutazione della possibilità di allungare la seconda sfilata, quella interna, in modo che insieme a quella intermedia, possano raggiungere i 10 metri nella posizione di massima estensione. Viene richiesto di valutare l'eventuale necessità di sostituire il materiale della stessa, o di modificare la geometria data la maggior sollecitazione e di studiare l'inserimento di un sistema di raffreddamento, al fine di diminuire i tempi di attesa tra un'operazione di pulizia e l'altra.

Il primo passo consta nella visione delle analisi ad elementi finiti (FEM) delle strutture installate nei macchinari attualmente in catalogo, così da valutare la posizione di eventuali criticità. Le analisi a disposizione riguardano la sfilata intermedia, ma sono comunque utili per gli scopi indicati.

2. RIEPILOGO ANALISI FEM VERSIONI ESISTENTI DEL COMPONENTE:

I modelli del componente esistenti differiscono per la lunghezza dell'estensione delle sfilate, il primo arriva a nove metri, mentre il secondo arriva a dodici metri.

Ora vedremo, in generale, quali sono le caratteristiche delle analisi ad elementi finiti eseguite su questi due modelli di componente e quali conclusioni sono state tratte per ciascuno di essi.

Le analisi sono state eseguite considerando unicamente la sfilata intermedia, assumendo le seguenti unità di misura:

- Lunghezza.....[mm]
- Massa.....[kg]
- Forza.....[N]
- Tempo.....[s]
- Temperatura.....[°C]

Le unità di misura derivate sono:

- Pressione.....[MPa]
- Stress.....[MPa]
- Momenti flettenti.....[N*mm]

ANALISI MODELLO 9 METRI:

La geometria assunta per la progettazione del modello FEM è stata costruita partendo da modello 3D estraendo i piani medi delle lamiere che costituiscono il corpo principale dello sfilo stesso.

I rilievi sperimentali mostrano che, in condizioni operative, lo sfilo interno del braccio telescopico, risulta essere soggetto ad una distribuzione di temperature comprese tra 70°C e 180°C.

Lo sfilo intermedio è realizzato in acciaio S355J0, perciò può mantenere invariate le proprietà meccaniche fino a 200°C rispetto a quelle definite a temperatura ambiente standard di 20°C.

Tale acciaio presenta le seguenti caratteristiche meccaniche:

$$E = \text{modulo di Young} = 207000 \text{ [MPa]}$$

$$f_y = \text{stress da snervamento acciaio} = 355 \text{ [MPa]}$$

$$f_u = \text{limite ultimo di resistenza} = 510 \text{ [MPa]}$$

$$\alpha = \text{coefficiente di espansione termica} = 1.15 * 10^{-5} \left[\frac{mm}{mm^{\circ}C} \right]$$

$\gamma = \text{modulo di Poisson} = 0,3$

I vincoli applicati sono atti a replicare la situazione reale, perciò si ha:

- Vincolo su appoggio anteriore in direzione verticale Z, in corrispondenza con i rulli superiori o inferiori di interfaccia con lo sfilo esterno
- Vincolo su appoggio anteriore in direzione trasversale Y, in corrispondenza dell'interazione con i rulli laterali di interfaccia con lo sfilo esterno
- Vincolo su appoggio posteriore in direzione verticale Z, in corrispondenza dell'interazione con i rulli montati sulla traversa posteriore di interfaccia con lo sfilo esterno
- Vincolo su appoggio posteriore in direzione trasversale Y, in corrispondenza della traversa posteriore che supporta i rulli di interfaccia con lo sfilo esterno
- Vincolo su appoggio posteriore in direzione longitudinale X, in corrispondenza del dente che ingrana sulla catena di movimentazione dello sfilo interno.

I test eseguiti riguardano due condizioni di carico:

1. Direzione verticale verso il basso dei pesi, amplificati di un fattore $\Phi=2$ per tener conto delle azioni inerziali che sorgono all'arresto del braccio durante la fase di abbassamento.
2. Simulazione di normale esercizio del braccio con contemporanea presenza dei pesi dei singoli componenti e dell'azione esercitata dall'utensile, mentre spinge per la pulizia del forno stesso (si ricorda che l'utensile è montato all'estremità anteriore della sfilata interna)

Per ciascuna condizione di carico si calcolano le reazioni vincolari mediante equazioni di equilibrio.

I criteri di verifica sono inerenti ad un ciclo lavorativo ben definito, ovvero un periodo di lavoro di 12 minuti in cui il braccio si trova all'interno del forno e un periodo di riposo di 20 minuti.

Durante la fase di permanenza nel forno, si assume che il braccio venga sollevato 15 volte. Per cui, ipotizzando undici mesi di lavoro all'anno, si ricava il numero di cicli annui cui il componente è sottoposto.

In funzione del numero di cicli di progetto considerati, tramite le norme dell'Eurocodice 3 sono calcolati i limiti ammissibili di stress nell'ipotesi di un numero di cicli ammissibili pari a $1 * 10^6$.

È necessario fare considerazioni diverse per le zone in cui sono presenti saldature. In corrispondenza di queste, il limite a fatica, a parità di cicli ammissibili, assume valori inferiori. Il limite dipende dalla tipologia di saldatura impiegata. Cautelativamente è stato scelto di prendere il minor valore della tabella dell'eurocodice corrispondente.

Si analizzano poi i risultati dell'analisi termica e si preparano le conclusioni, nelle quali si indicano le zone aventi maggior criticità ed eventualmente si propongono soluzioni migliorative od ulteriori controlli.

Nella fattispecie, il componente analizzato per la condizione di carico 1 mostra delle criticità marcate nella zona posteriore, in corrispondenza dell'area di interfaccia con i rulli di scorrimento dello sfilo esterno. Di conseguenza, è stato proposto di riposizionare ed aggiungere nervature trasversali in corrispondenza della zona di azione dei rulli, quando il braccio si trova in configurazione estesa.

Infine, è suggerita un'ulteriore indagine da effettuarsi mediante controlli non distruttivi (NDT) sulle altre saldature che mostrano delle criticità onde evitare la presenza di potenziali inneschi di cricca.

Infine, si presume che il coefficiente di amplificazione del carico statico $\Phi=2$, introdotto per tener conto dell'inerzia di arresto del braccio, sia troppo oneroso rispetto alla reale sollecitazione della struttura e potrebbe invece corrispondere ad una condizione di urto con la parete del forno. Questa eventualità, dunque, rientrerebbe negli eventi casuali e dunque non sistematici.

La condizione di carico 2 non mostra particolari criticità.

ANALISI MODELLO 12 METRI:

La geometria assunta per la creazione del modello FEM viene ricavata dal disegno 3D del componente allo stesso modo del modello da 9 metri.

Il materiale utilizzato per il braccio da 12 metri è lo stesso acciaio S355J0 usato nel caso precedente e avente le seguenti proprietà:

$$E = \text{modulo di Young} = 207000 \text{ [MPa]}$$

$$f_y = \text{stress da snervamento acciaio} = 355 \text{ [MPa]}$$

$$f_u = \text{limite ultimo di resistenza} = 510 \text{ [MPa]}$$

$$\alpha = \text{coefficiente di espansione termica} = 1.15 * 10^{-5} \left[\frac{\text{mm}}{\text{mm}^\circ\text{C}} \right]$$

$$\nu = \text{modulo di Poisson} = 0,3$$

Essendo la geometria del componente molto simile alla sua versione da 9 metri, i vincoli applicati al modello per eseguire l'analisi FEM sono i medesimi:

- Vincolo su appoggio anteriore in direzione verticale Z, in corrispondenza con i rulli superiori o inferiori di interfaccia con lo sfilo esterno
- Vincolo su appoggio anteriore in direzione trasversale Y, in corrispondenza dell'interazione con i rulli laterali di interfaccia con lo sfilo esterno
- Vincolo su appoggio posteriore in direzione verticale Z, in corrispondenza dell'interazione con i rulli montati sulla traversa posteriore di interfaccia con lo sfilo esterno
- Vincolo su appoggio posteriore in direzione trasversale Y, in corrispondenza della traversa posteriore che supporta i rulli di interfaccia con lo sfilo esterno
- Vincolo su appoggio posteriore in direzione longitudinale X, in corrispondenza del dente che ingrana sulla catena di movimentazione dello sfilo interno.

La prima reale differenza nell'esecuzione dell'analisi FEM del modello da 12 metri si registra nell'applicazione delle condizioni di carico. L'esperienza di precedenti impieghi e test sul modello da 9 metri, hanno dimostrato che le condizioni di esercizio in fase di spinta e la verifica statica sono ben supportate dalla struttura.

Tuttavia, essendo la progettazione del braccio da 12 metri eseguita come ex novo, si è ritenuto, per completezza analitica, di inserire le seguenti condizioni di carico:

1. Condizione statica: prevede la presenza in direzione verticale verso il basso dei soli pesi del braccio telescopico, senza introdurre amplificazioni dovute alla dinamica durante la fase di abbassamento dello stesso.
2. Condizione dinamica: prevede la presenza in direzione verticale verso il basso dei soli pesi del braccio telescopico opportunamente amplificati per tener conto dell'inerzia che sorge durante l'abbassamento dello stesso.
3. Condizione di tiro: simula una fase di normale esercizio; dunque, prevede contemporaneamente la presenza dei pesi dei singoli componenti e l'azione esercitata dall'utensile scorificante durante la sua azione di tiro.
4. Condizione di spinta: simula una fase di normale esercizio; dunque, prevede la presenza dei pesi dei singoli componenti (non incrementati dal fattore di amplificazione dinamica) e l'azione esercitata dall'utensile pulente durante la sua azione di spinta.

Come nel caso del braccio da 9 metri vengono calcolate le reazioni vincolari della sfilata intermedia per ciascuna condizione di carico.

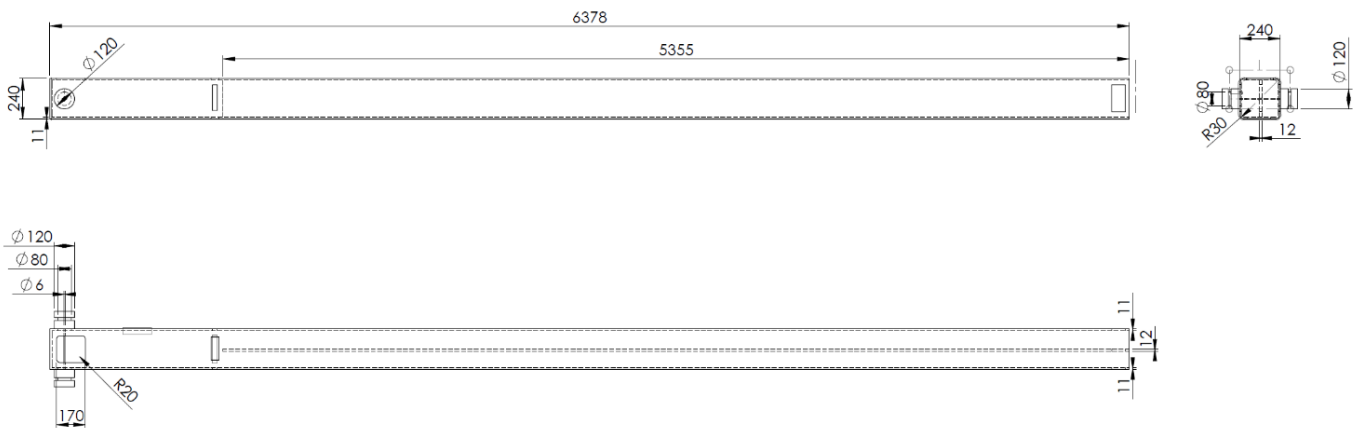
Le condizioni di lavoro sono le medesime di quelle ipotizzate nel caso precedente, così come le temperature registrate sperimentalmente.

Tra le quattro condizioni di carico, quella più gravosa risulta essere la condizione dinamica, la quale induce elevati stati di tensione sulla parte posteriore dello sfilo interno. Tuttavia, le zone più critiche sono quelle inerenti alle saldature, poiché non consentono di raggiungere un numero di cicli compatibile con la vita di interesse per il dato componente.

Le soluzioni proposte per risolvere il problema consistono:

- incrementare gli spessori dei membri interessati da saldature con criticità
- modificare geometricamente la zona di connessione tra la fine della rotaia e la lamiera cui sono vincolati i tandem dei rulli di appoggio posteriori
- adottare saldature a piena penetrazione.

3. STUDIO VARIANTE CON ESTENSIONE DI 10 METRI:



Lo scopo della revisione dei documenti inerenti alle versioni esistenti è avere una base tecnica per l'adattamento della geometria del braccio ad una configurazione intermedia con estensione della sfilata interna fino ad una corsa di 10 metri.

Per lo scopo di questa relazione si è scelto di basare lo studio sulla sfilata interna, ovvero quella che compie l'ultima parte della corsa e alla quale vengono agganciati gli utensili. La committenza che ha richiesto le modifiche riguardo l'estensione, ha indicato delle nuove condizioni di utilizzo che ne aumentano le sollecitazioni.

Si è iniziato lo studio modificando la lunghezza di ciascuna sfilata di mezzo metro ciascuna, questo in quanto il metro di escursione aggiuntivo rispetto alla configurazione da 9 metri va suddiviso per entrambe le sfilate, poiché queste si muovono in maniera congiunta.

Una volta ottenute le quote necessarie alle fasi di calcolo, si sono definite le condizioni di carico alle quali il componente dovrà essere valutato:

1. Arresto in fase di abbassamento del braccio.
2. Utensile che spinge sul fondo.

La prima condizione di carico simula la fase di arresto durante l'abbassamento del braccio telescopico. Al fine di poter tenere conto dell'inerzia dovuta all'arresto del braccio, si è scelto di amplificare i carichi verticali mediante un coefficiente $\Phi=2$. Si considerano unicamente i carichi derivanti dalle masse dei componenti coinvolti.

La seconda condizione di carico simula la fase operativa del braccio. In questa fase si simula l'azione di spinta dell'utensile pulitore agganciato alla parte frontale del braccio.

Da questo momento tutte le analisi che verranno eseguite si riferiranno alla sfilata allungata.

4. CALCOLO ANALITICO REAZIONI VINCOLARI:

REAZIONI VINCOLARI CONDIZIONE DI CARICO 1:

Come anticipato, nella prima condizione di carico si considerano unicamente le masse dei componenti, opportunamente amplificate per simulare l'inerzia in fase di arresto del braccio.

Si è scelto di considerare un utensile di 1200 [mm] di lunghezza, avente una massa propria di 750 [kg], alla quale sono stati aggiunti 300 [kg] che stimano la massa delle scorie di alluminio trasportate in fase di pulizia.

Tale carico di 1050 [kg] lo si suppone concentrato al centro dell'utensile pulitore, dunque ad una distanza di 600 [mm] dall'aggancio dell'utensile stesso.

La massa dello stelo è stata calcolata partendo dai dati del braccio con estensione 9 metri e si sono ottenuti 760 [kg]. Per questioni grafiche, il carico viene rappresentato come una forza verticale concentrata nel baricentro del braccio, tuttavia verrà considerato come un carico distribuito su tutta la lunghezza del corpo.

È stata stimata una massa dei cuscinetti di 145 [kg].

Ora che si hanno a disposizione i valori dei carichi e le quote corrispondenti, si passa al calcolo delle reazioni vincolari:

$$R_A * (1170) + \varphi * 760 * (3210 - 1170) + \varphi * 1150 * (6930 - 1170) = 0$$

$$R_A = \frac{-[\varphi * 760 * (3210 - 1170) + \varphi * 1050 * (6930 - 1170)]}{1170} = -12989 [kg] = -127419 [N]$$

$$R_A + R_B - \varphi * 760 - \varphi * 1050 = 0$$

$$R_B = -R_A + \varphi * 760 + \varphi * 1050 = 16609 [kg] = 162932 [N]$$

REAZIONI VINCOLARI CONDIZIONE DI CARICO 2:

In questa condizione viene simulata l'azione di pulizia da parte dell'utensile. Da prove sperimentali eseguite con macchinari simili, si ricava che la spinta sul fondo del forno restituisce un carico di 1000 [kg]. Quest'ultimo viene applicato sull'estremità dell'utensile in direzione opposta al carico dovuto alla massa dell'utensile stesso.

In questo caso, non si è applicato alcun coefficiente di amplificazione dei carichi.

Le reazioni vincolari risultanti dai carichi applicati sono:

$$R_A(1170) - 760 * (3210 - 1170) - 1050 * (6930 - 1170) + 1000 * (7530 - 1170) = 0$$

$$R_A = \frac{[760 * (3210 - 1170) + 1050 * (6930 - 1170) - 1000 * (7530 - 1170)]}{1170} = -1058 [kg]$$
$$= -10383 [N]$$

$$R_A + R_B - 760 + 1050 - 1000 = 0$$

$$R_B = -R_A + 760 + 1050 + 1000 = 1752 [kg] = 17187 [N]$$

Dall'analisi di quanto trovato per ambedue le condizioni di carico, si può affermare che la sollecitazione data dalle sole masse del corpo, unitamente all'amplificazione di queste, è maggiore rispetto alla casistica delle condizioni di utilizzo. Ciò è in parte dovuto al coefficiente di amplificazione, il quale è stato scelto in favore di sicurezza, ma che potrebbe anche indicare una condizione di urto, dunque non una condizione di normale sollecitazione.

PREPARAZIONE ALL'ANALISI FEM:

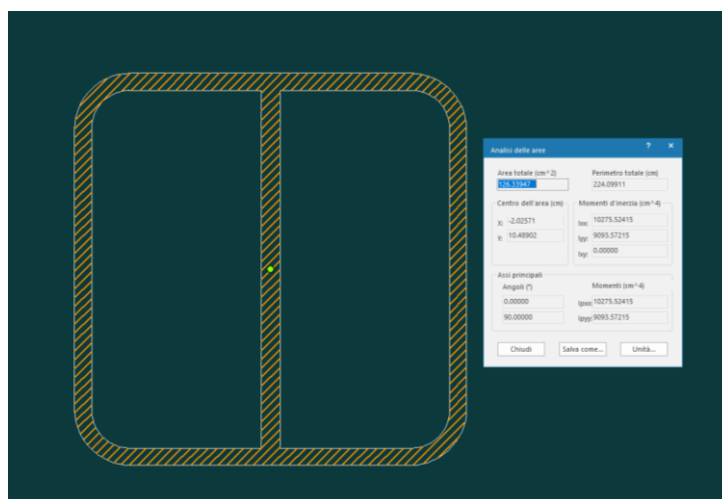
Il veicolo su cui è posto il braccio telescopico serve un forno fusorio per materiale di riciclo avente tre camere.

Il turno è di 24 ore, nelle quali il macchinario esegue 26 ingressi nella fornace ogni 15 minuti, dunque trascorre 6,5 ore al suo interno.

Il forno opera ad una temperatura che oscilla tra i 1100 ed i 1250°C.

Il materiale attualmente in uso per questo genere di applicazioni è l'acciaio 16Mo3, avente resistenza allo snervamento oscillante tra 220 e 275 [MPa].

La sezione della sfilata interna presenta un rinforzo centrale avente 12 [mm] di spessore, mentre le altre pareti presentano 11 [mm] di spessore.



Mediante software ThinkDesign sono stati ricavati i valori geometrici necessari per il calcolo delle sollecitazioni in maniera analitica.

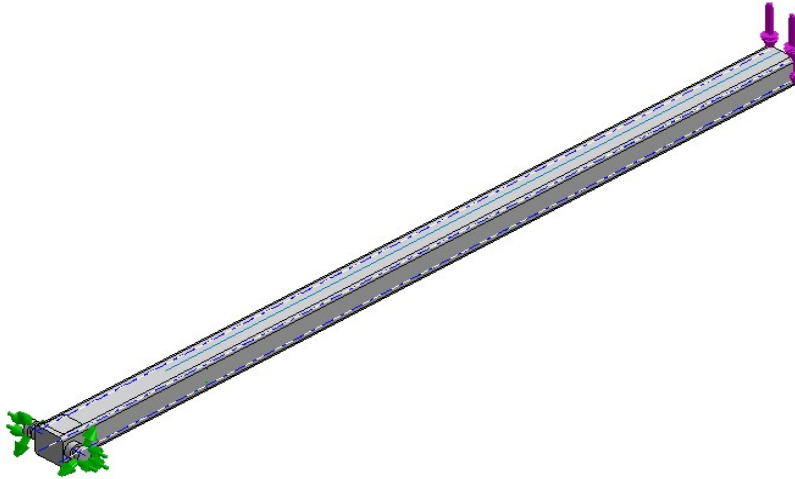
È stata eseguita anche un'altra analisi utilizzando il metodo ad elementi finiti su software Straus7. Tuttavia, questa risulta essere pesantemente condizionata dalla semplificazione adottata per il modello e dai limiti imposti dal software utilizzato.

Infatti, la simulazione è stata eseguita usando elementi beam, impostando una sezione semplificata che tiene conto della geometria di base della sezione, del materiale, ma che non considera i raccordi.

Il modello presenta una sottostima delle tensioni in gioco, il che non lo rende utile ai fini dell'analisi; dunque, i risultati non sono stati riportati per non confondere la trattazione.

ANALISI FEM:

5. CONDIZIONE DI CARICO 1 MODELLO SEMPLIFICATO:



CALCOLI ANALITICI:

$$J_x = 1,028 * 10^8 [mm^4]$$

$$J_y = 9,094 * 10^7 [mm^4]$$

$$Area\ totale = 12634 [mm^2]$$

$$W_x = \frac{1,208 * 10^8}{250/2} = 822400 [mm^3]$$

$$W_y = \frac{9,094 * 10^7}{250/2} = 727520 [mm^3]$$

$$\sigma_x = \frac{Mf_x}{W_x} = \frac{8,95 * 10^7}{822400} = 108,76 [MPa]$$

$$\tau_t = \frac{T_{tot}}{A_{tot}} = 12,4 [MPa]$$

$$\sigma_{eq,VM} = \sqrt{124,03^2 + 3 * (12,4)^2} = 111 [MPa]$$

Il software Solidworks, mediante il quale si è modellata la sfilata interna, consente l'esecuzione di analisi ad elementi finiti mediante tool Simulation; dunque, si è inizialmente semplificata la struttura rimuovendo il foro sulla parte superiore al fine di ottenere un modello di riferimento. Si sono create le condizioni per l'applicazione di carichi e vincoli mediante la creazione di riferimenti geometrici sulla sfilata stessa, nel luogo dove sono posti i vincoli ed i cuscinetti nella sfilata reale.

Inizialmente si è verificata la risposta della simulazione applicando un vincolo cerniera ad un'estremità della trave ed un carico verticale all'estremità libera, controllando poi i risultati con il metodo analitico.

Una volta confermato il funzionamento della condizione di prova, ci si appresta a simulare l'azione dei carichi vera e propria.

La prima condizione di carico consiste nell'unica azione carico dovuto alla forza concentrata sull'estremità che replica il carico dell'utensile e delle scorie.

Si è scelto di considerare la struttura rimuovendo la flangia terminale di aggancio dell'utensile, in quanto le sollecitazioni di questa non sono di interesse dell'analisi in questione.

Inoltre, la geometria interna del componente è stata modificata al fine di rendere possibile al software di eseguire la mesh.

Una volta applicati i vincoli, i carichi e aggiustato la mesh, sono state avviate le simulazioni.

I primi tentativi sono stati eseguiti eseguendo una mesh 3D.

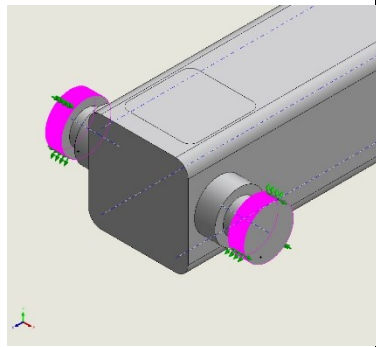
Tuttavia, i lunghi tempi di esecuzione, la difficoltà nell'evidenziare le aree di applicazione di carico e la non rispondenza dei risultati, hanno portato allo scarto di questo metodo.

Si è provato quindi a ridurre il solido da 3D a 2D mediante l'individuazione dei piani intermedi. Successivamente si è dato lo spessore desiderato alle superfici trovate mediante una struttura shell ed è stato eseguito una nuova mesh, trattando dunque la struttura come un insieme di lamiere.

In corrispondenza dei fori presenti sulla parte posteriore del modello, sono stati posti due vincoli a cerniera, i quali consentono alla struttura di ruotare attorno al suo asse trasversale e replicano la presenza delle ruote sulle facce laterali della struttura completa. Questo vincolo non è stato tuttavia ritenuto sufficiente dal software per poter eseguire lo studio; perciò, è stato aggiunto un vincolo di tipo carrello su una sezione ricavata nella parte inferiore della sfilata, atta a vincolare gli spostamenti verticali.

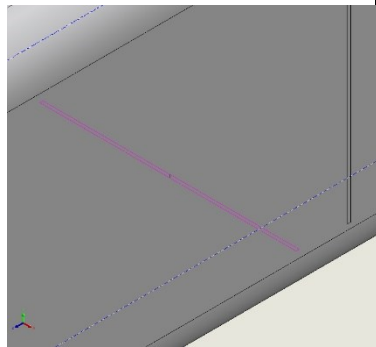
In questa sezione ci aspettiamo le sollecitazioni più marcate.

Vediamo ora in dettaglio i fissaggi ed i carichi applicati.

Nome fissaggio	Immagine fissaggio	Dettagli fissaggio
Cerniera		<p>Entità: 2 facce Tipo: Cardine fisso</p>

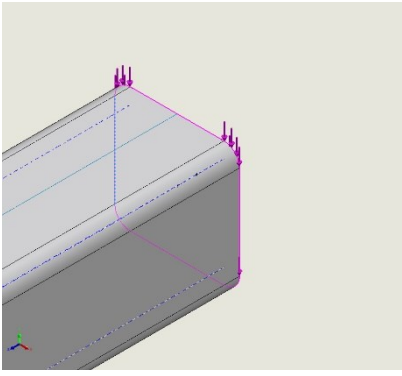
Forze risultanti

Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	1,37256	-208.602	0,628418	208.602
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33

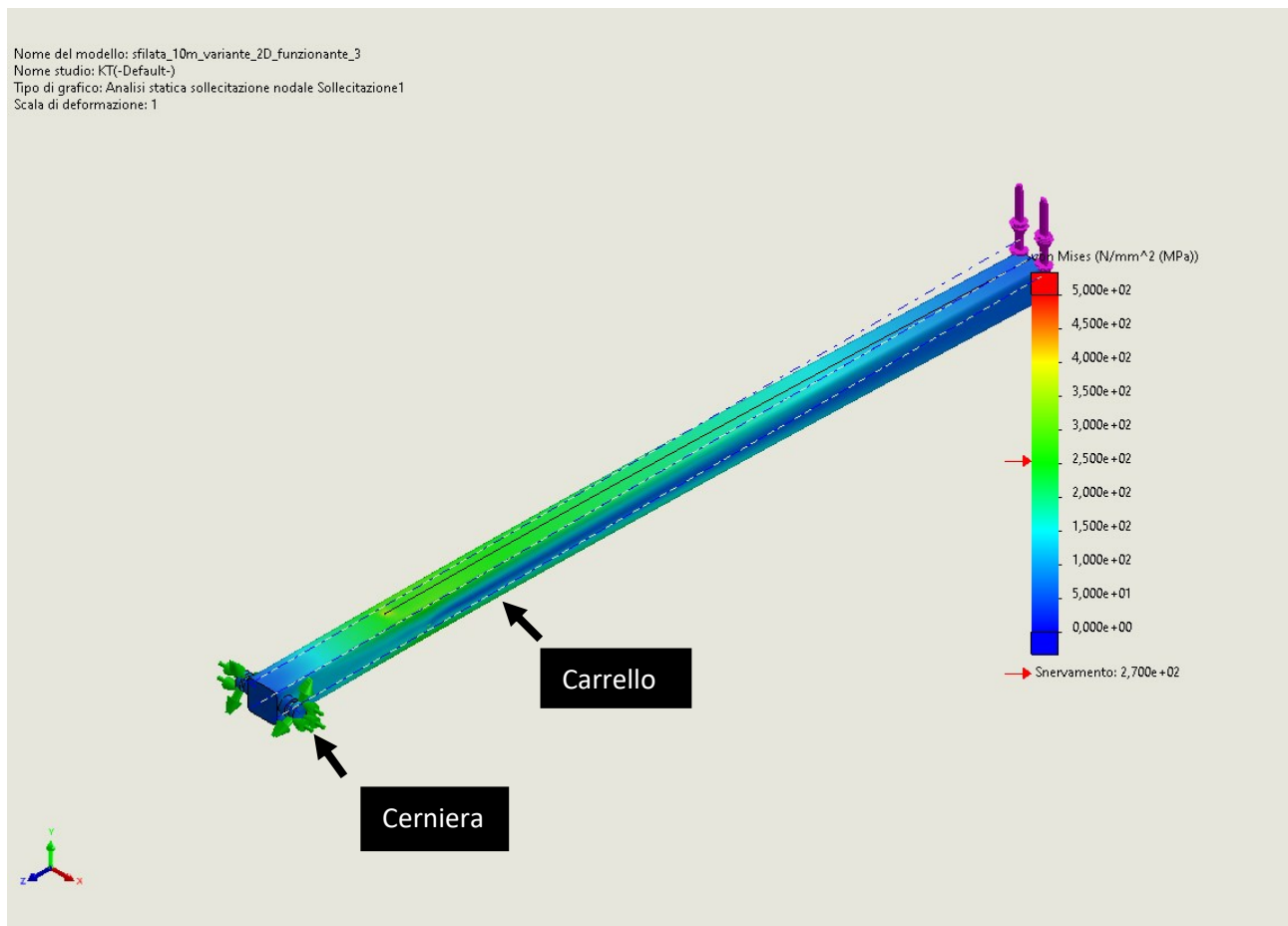
Pattino/Carrello		<p>Entità: 1 facce Tipo: Pattino/Carrello</p>
------------------	--	--

Forze risultanti

Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	0	242.348	0	242.348
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33

Nome del carico	Immagine carico	Dettagli carico
Forza peso		Entità: 1 facce Riferimento: Bordo< 1 > Tipo: Applica forza Valori: ---; ---; -49.050 N Momenti: ---; ---; --- N.m

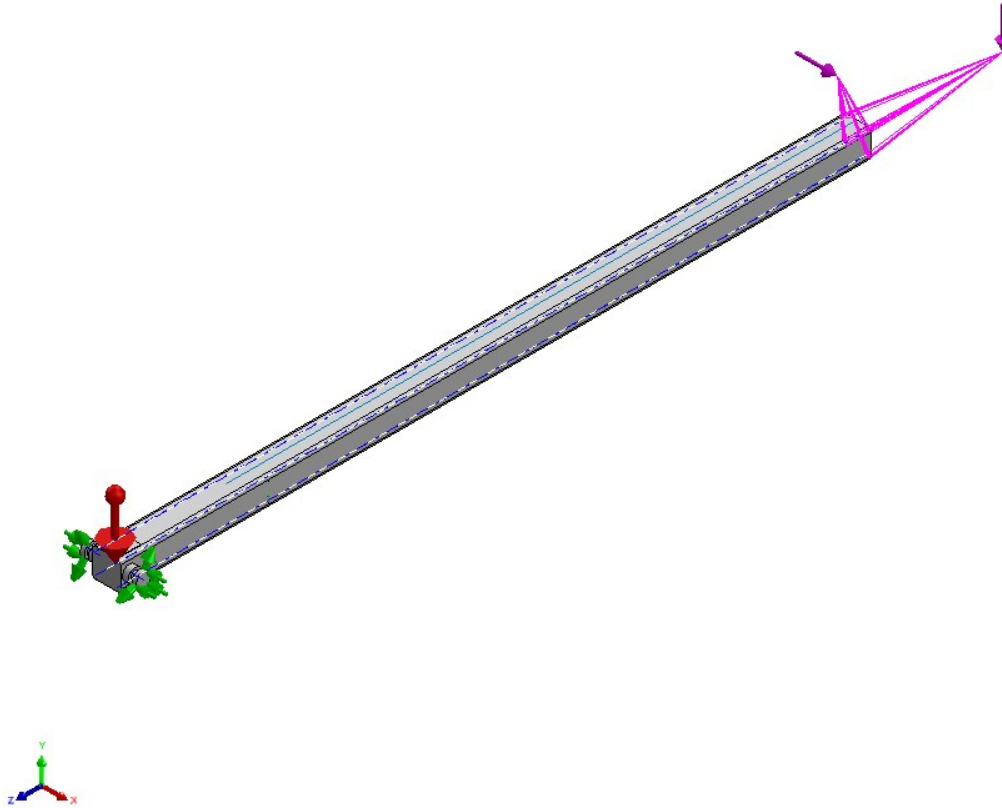
Nell'immagine sottostante è riportata la distribuzione delle tensioni equivalenti di Von Mises sulla struttura.



Lo spettro cromatico usato dal programma non è univoco, esso varia a seconda delle sollecitazioni registrate al fine di dare un adeguata gamma cromatica alle sollecitazioni.

Confrontato il risultato con i calcoli analitici e vista la rispondenza di questo con il modello analizzato, si procede all'analisi di un secondo caso semplificato.

6. CONDIZIONE DI CARICO 2 MODELLO SEMPLIFICATO



CALCOLI ANALITICI:

$$Mf_x = \frac{-2000 * 9,81 * 5760 + 760 * 9,81 * 3210 + 1050 * 9,81 * 5760}{822400} = 36,17 [MPa]$$

$$\tau_t = 12,4 [MPa]$$

$$\tau_{Mt} = \frac{Mt}{2 * A_{tot} * t} = \frac{7,56 * 10^6}{277948} = 27,2 [MPa]$$

$$\sigma_{eq,VM} = \sqrt{13,39^2 + 3 * (39,6)^2} = 77,5 [MPa]$$

I risultati analitici sono da considerarsi come puramente indicativi, in quanto presentano delle semplificazioni sia nell'analisi della sezione, sia nell'esecuzione dei calcoli. Inoltre, i calcoli riguardano unicamente la sezione di appoggio dei cuscinetti.

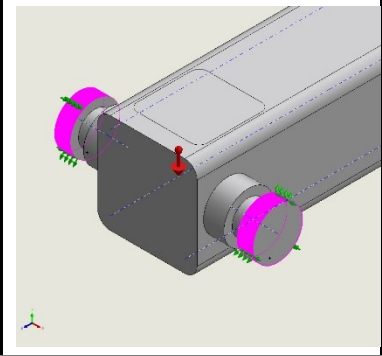
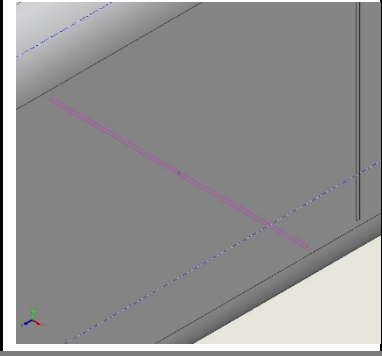
In questa versione del modello semplificato è stata introdotta l'azione della gravità, la quale introduce l'entità della massa della sfilata stessa che si aggiunge al conteggio dei carichi applicati.

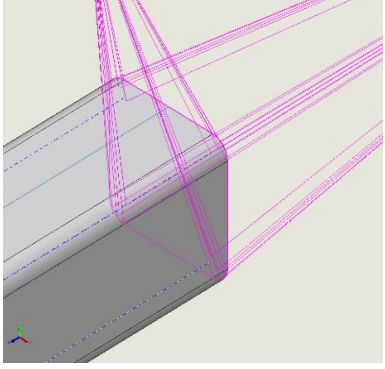
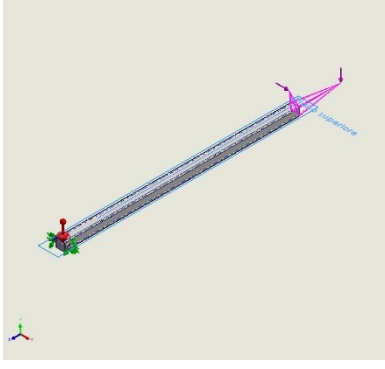
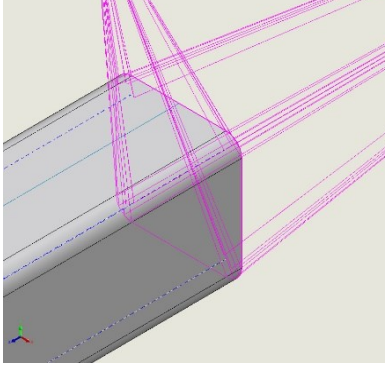
In questo caso si considera una spinta laterale sul bordo della pala, simulata mediante un carico remoto posto alle coordinate ricavate direttamente dal modello CAD dell'utensile in questione, a questo si aggiunge il

consueto carico verticale simulante il peso di tale utensile. In questo caso però, tale carico non è più posto sul bordo della sfilata, bensì è stato posizionato nelle coordinate corrispondenti al baricentro della pala, così da avere una rappresentazione più veritiera della forza e dei momenti in gioco.

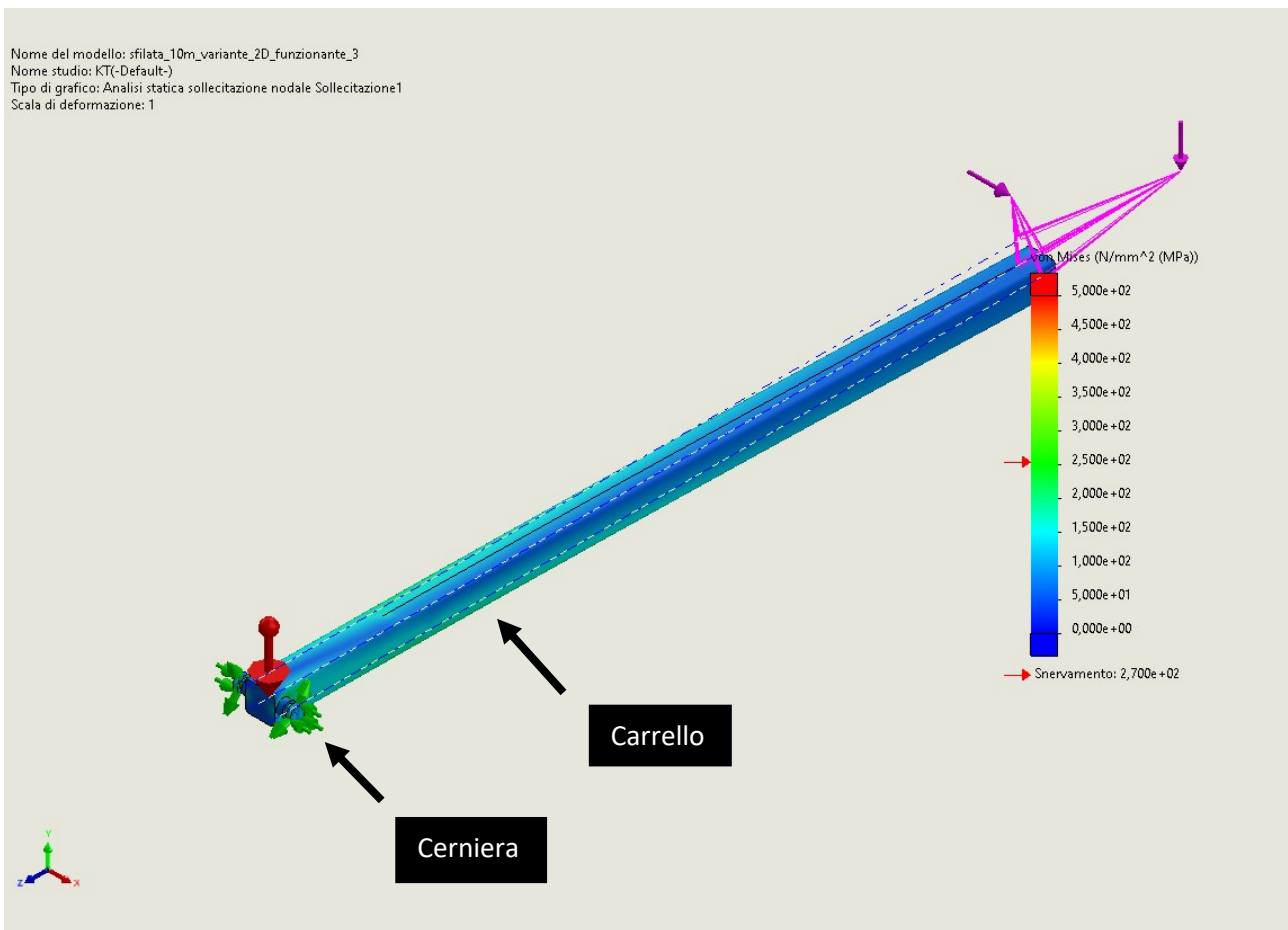
I vincoli sono i medesimi della condizione precedente.

Vediamo nello specifico l'applicazione di vincoli e carichi:

Nome fissaggio	Immagine fissaggio	Dettagli fissaggio			
Cerniera		Entità: 2 facce Tipo: Cardine fisso			
Forze risultanti					
Componenti	X	Y	Z	Risultante	
Forza di reazione (N)	-10.006	-62.067,3	106,579	62.868,7	
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33	
Pattino/Carrello		Entità: 1 facce Tipo: Pattino/Carrello			
Forze risultanti					
Componenti	X	Y	Z	Risultante	
Forza di reazione (N)	0	75.100	0	75.100	
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33	

Nome del carico	Immagine carico	Dettagli carico
Carico remoto (Connessione distribuita)		<p> Entità: 1 facce Tipo di connessione: Distribuito Fattore di peso: Predefinito (Costante) Sistema di coordinate: Coordinate cartesiane globali Componenti di traslazione: 10.000 N; ---; --- Componenti di rotazione: ---;---;--- Coordinate di riferimento: -1.400 -879 -1.200 mm </p>
Gravità		<p> Riferimento: Piano superiore Valori: 0 0 -9,81 Unità: m/s^2 </p>
Carico remoto (Connessione distribuita)		<p> Entità: 1 facce Tipo di connessione: Distribuito Fattore di peso: Predefinito (Costante) Sistema di coordinate: Coordinate cartesiane globali Componenti di traslazione: ---; -9.810 N; --- Componenti di rotazione: ---;---;--- Coordinate di riferimento: 0 0 -1.200 mm </p>

Nell'immagine sotto stante vediamo la distribuzione delle sollecitazioni equivalenti di Von Mises.



Dato che il modello semplificato risponde coerentemente alle sollecitazioni, si è deciso di proseguire nella definizione dello stesso, aggiungendo particolari rilevanti come il foro nella parte superiore, una piastra di chiusura nella sezione posteriore nonché l'aggiustamento della lunghezza del rinforzo interno, il quale nella condizione reale non è presente su tutta la lunghezza della sfilata.

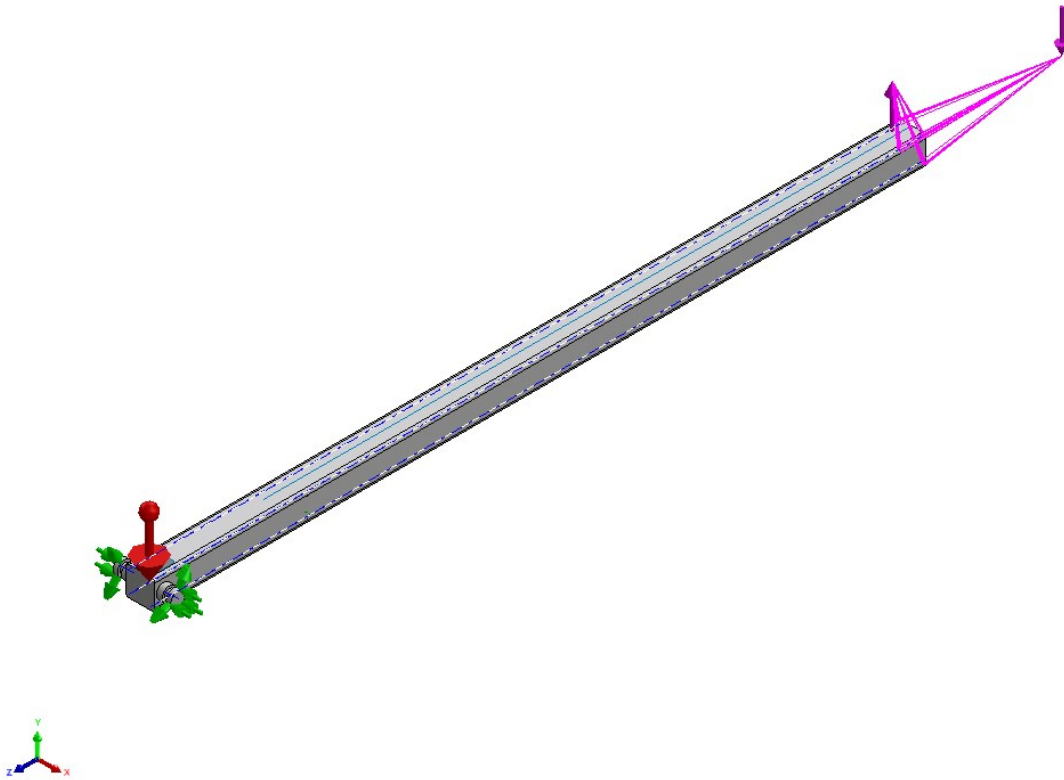
Date le nuove aggiunte, è stata aggiornata la mesh e sono stati introdotti nuovi vincoli, i quali meglio rappresentano le condizioni di esercizio.

Si ricavano dunque tre nuove casistiche di esercizio, ciascuna caratterizzata da sollecitazioni e vincoli diversi, atti a simulare diverse situazioni plausibili nell'utilizzo del macchinario.

Per ciascuna di queste verrà eseguita la verifica statica prendendo il medesimo punto in corrispondenza del foro sulla parte posteriore della sfilata. Nel caso della condizione staticamente più onerosa si procederà alla verifica a fatica, onde rilevare eventuali problematiche.

CASISTICHE DI CARICO MODELLO DEFINITIVO:

7. CASO DI CARICO 1 MODELLO COMPLETO:



In questo primo caso, la sfilata è sottoposta al suo peso, alla spinta verticale derivante dall'azione di pulizia sul fondo del forno e alla torsione derivante dalla simulazione di incontro di eventuali ostacoli presenti sul fondo, come sedimenti di scorie non rimosse nelle precedenti iterazioni del processo di pulizia.

Per simulare tutto questo, viene introdotto un carico un carico remoto verticale di 1000 [kg] in corrispondenza della punta dell'utensile per simulare l'azione pulente nel peggior caso riscontrabile. Quest'ultimo è posto ad una distanza di 1200 [mm] oltre la parte finale del modello e 789 [mm] lungo l'asse verticale, corrispondenti alle dimensioni della pala.

Il carico verticale è applicato sull'estremità della pala così da tener conto di eventuali ostacoli presenti sul fondo e identificare il peggior caso possibile per questo genere di sollecitazione.

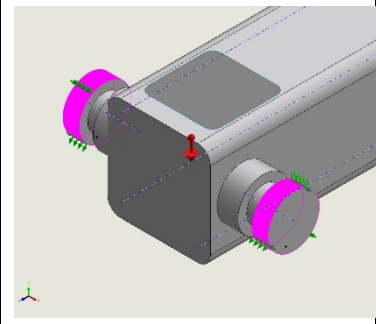
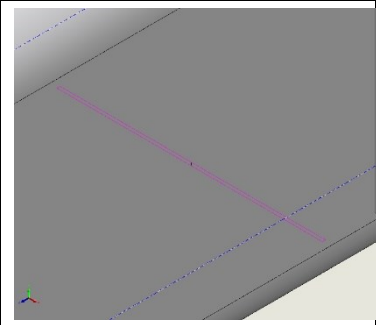
Il corpo, ai fini della simulazione, è stato vincolato mediante una cerniera in corrispondenza delle ruote laterali, il quale impedisce lo spostamento verticale dovuto alla spinta dell'utensile sul fondo del forno e vincola le ruote a non spostarsi lateralmente.

Un carrello è stato posto in un'opportuna sezione ricavata sulla superficie inferiore della sfilata, anche questo necessario a vincolare la direzione verticale.

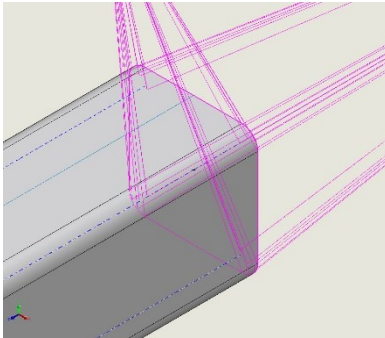
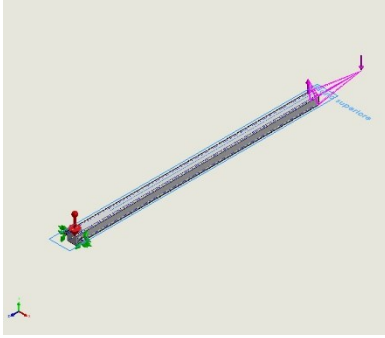
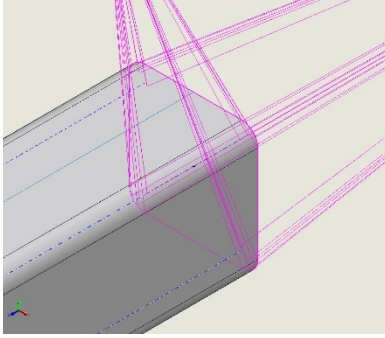
Non sono stati aggiunti vincoli lungo l'asse longitudinale, poiché gli spostamenti lungo tale direzione non sono apprezzabili.

Qui di seguito si riportano i risultati del primo caso, uniti alla rappresentazione grafica di quanto appena descritto riguardo vincoli e carichi.

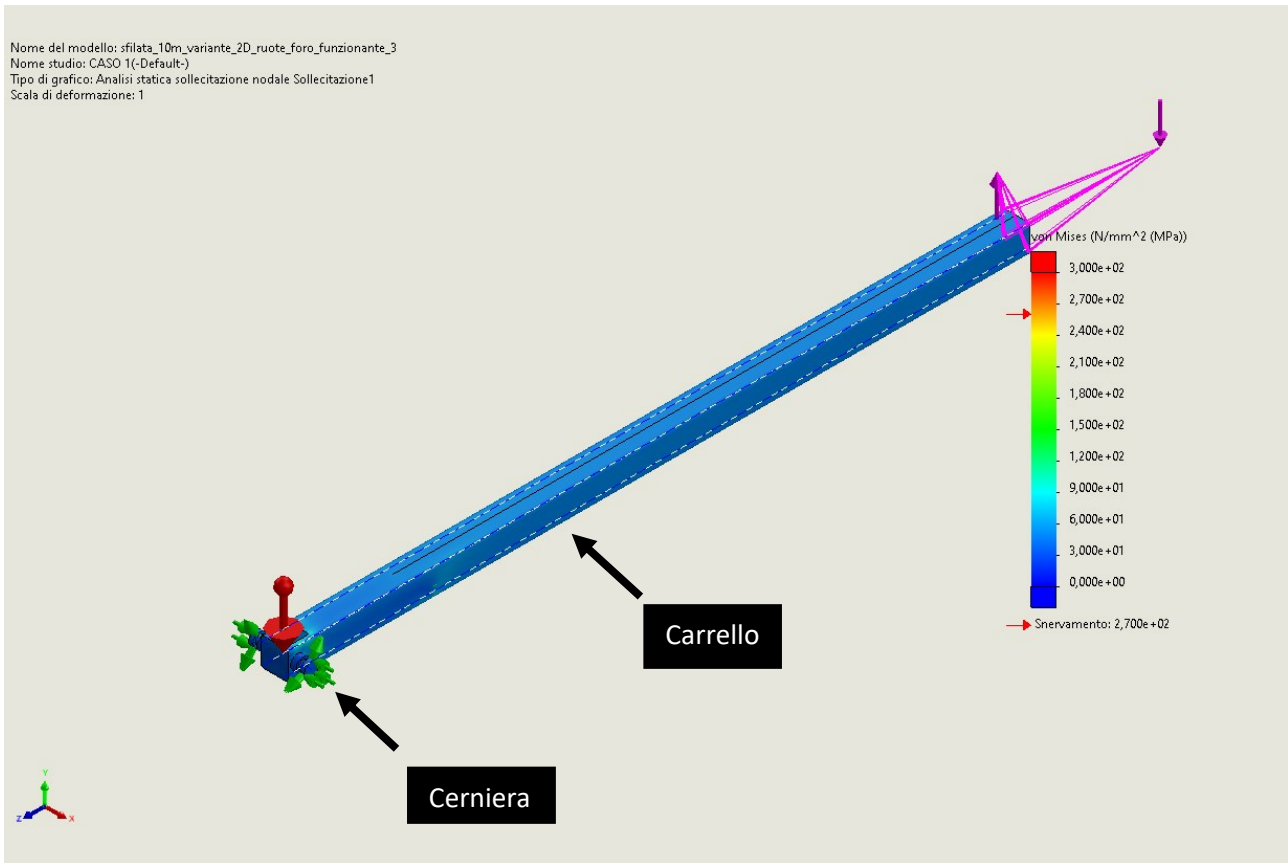
FISSAGGI:

Nome fissaggio	Immagine fissaggio	Dettagli fissaggio			
Cerniera		Entità: 2 facce Tipo: Cardine fisso			
Forze risultanti					
Componenti	X	Y	Z	Risultante	
Forza di reazione(N)	0,0137634	-9.181,8	-0,572571	9.181,8	
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33	
Pattino/Carrello		Entità: 1 facce Tipo: Pattino/Carrello			
Forze risultanti					
Componenti	X	Y	Z	Risultante	
Forza di reazione(N)	0	14.442,3	0	14.442,3	
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33	

CARICHI APPLICATI:

Nome del carico	Immagine carico	Dettagli carico
Carico remoto (Connessione distribuita)		<p> Entità: 1 facce Tipo di connessione: Distribuito Fattore di peso: Predefinito (Costante) Sistema di coordinate: Coordinate cartesiane globali Componenti di traslazione: ---; 10.000 N; --- Componenti di rotazione: ---;---;--- Coordinate di riferimento: -1.400 -879 -1.200 mm </p>
Gravità		<p> Riferimento: Piano superiore Valori: 0 0 -9,81 Unità: m/s^2 </p>
Carico remoto (Connessione distribuita)		<p> Entità: 1 facce Tipo di connessione: Distribuito Fattore di peso: Predefinito (Costante) Sistema di coordinate: Coordinate cartesiane globali Componenti di traslazione: ---; -9.810 N; --- Componenti di rotazione: ---;---;--- Coordinate di riferimento: 0 0 -1.200 mm </p>

RISULTATI SOLLECITAZIONI:



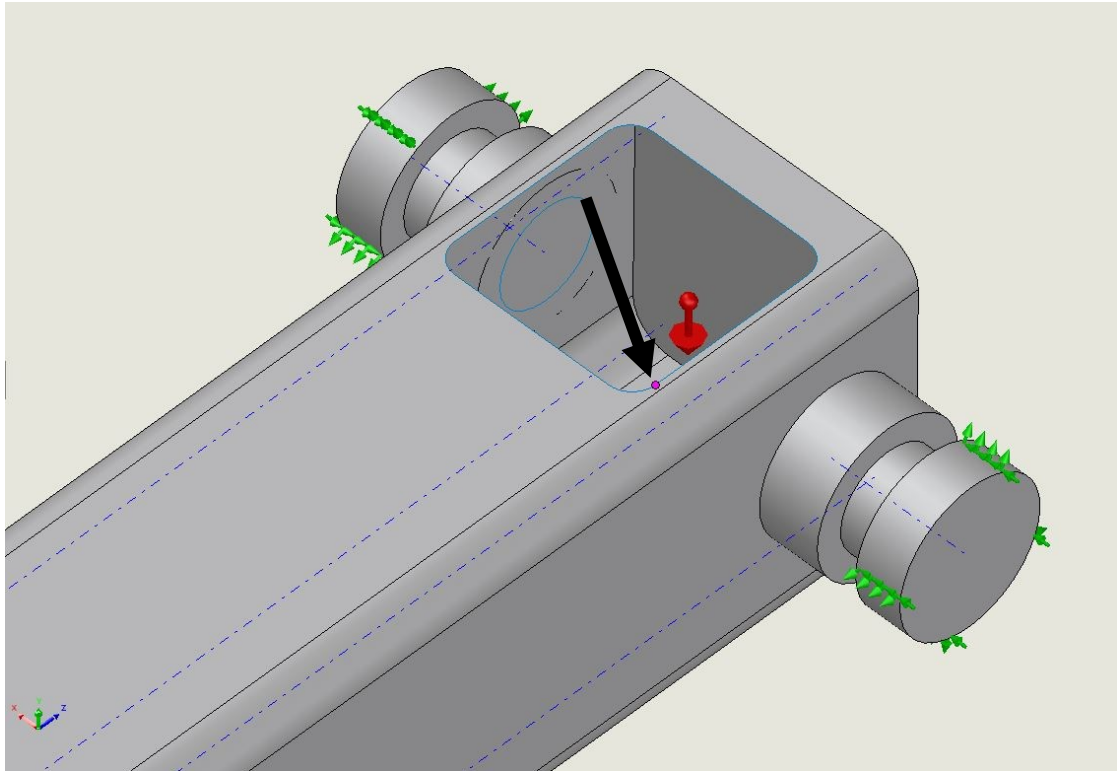
Come si può notare dallo spettro sulla struttura nell'immagine sopra stante, la sollecitazione equivalente di Von Mises è contenuta, sintomo che il tipo di carico non la sollecita in modo esoso.

Questo era prevedibile, in quanto l'utensile in questo caso poggia sul fondo del forno e riduce così la componente di carico verticale dovuto alla propria massa, lasciando unicamente la differenza tra questa e la spinta derivante dal fondo del forno nell'azione di pulizia.

Inoltre, non vi sono componenti di torsione in quanto l'azione di pulizia avviene in direzione lineare.

Al fine di uniformare le misurazioni è stato scelto di considerare un punto della struttura in cui la storia di analisi di componenti simili ha dimostrato la presenza di criticità. Questo punto si trova in corrispondenza di uno dei raggi di raccordo del foro presente nella parte superiore del modello.

Il punto scelto per la raccolta dei dati al fine delle verifiche statiche è il seguente indicato dalla freccia:



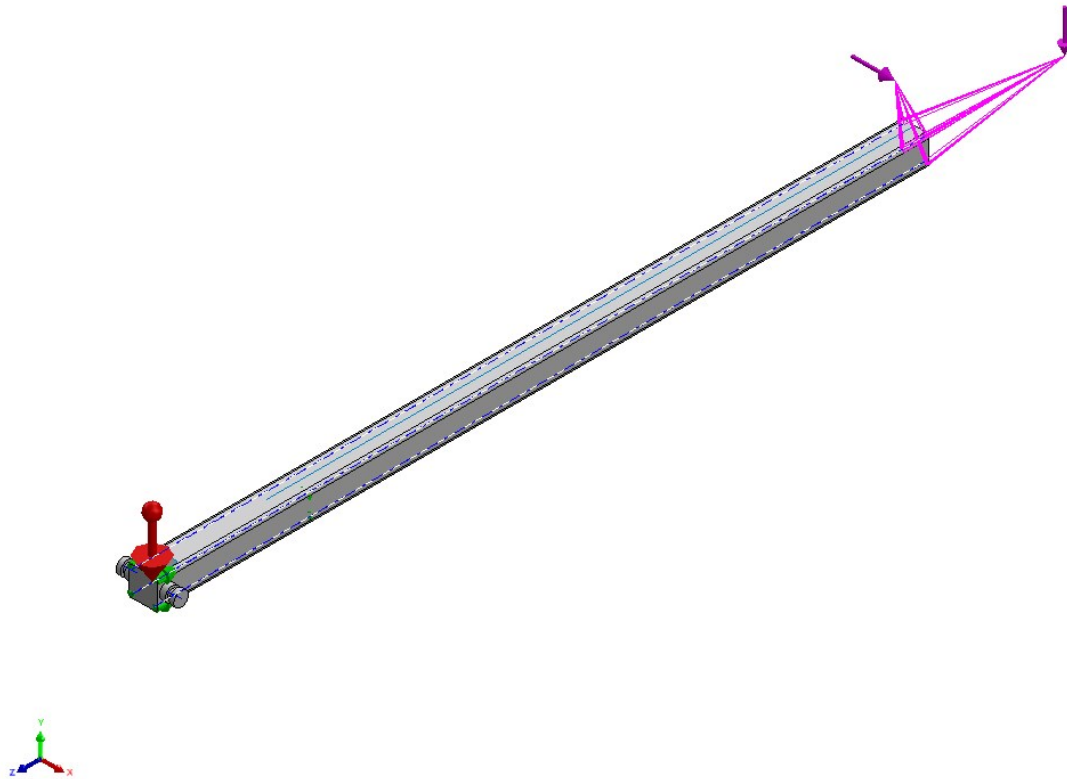
Per i valori registrati in questo punto si esegue la verifica statica:

$$\sigma_1 = 111 \text{ [MPa]} = \textit{tensione registrata al punto di controllo}$$

$$\sigma_{sn} = 270 \text{ [MPa]} = \textit{tensione di snervamento acciaio 16Mo3}$$

$$\nu_{s1} = \frac{270}{111} = 2,43 = \textit{coefficiente statico} > 1 = \textit{VERIFICATO}$$

8. CASO DI CARICO 2 MODELLO COMPLETO:



Il secondo caso di esercizio è caratterizzato dalla presenza di un carico remoto laterale, spostato di circa un metro verso il basso e ad un metro e mezzo dalla superficie laterale della sfilata, secondo le coordinate rilevate dal CAD dell'utensile.

Tale carico può simulare un urto sul fondo del forno o l'incontro di irregolarità sullo stesso. Dunque, esso genererà un momento flettente lungo l'asse delle ordinate e un momento torcente.

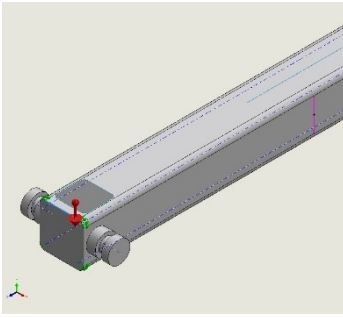
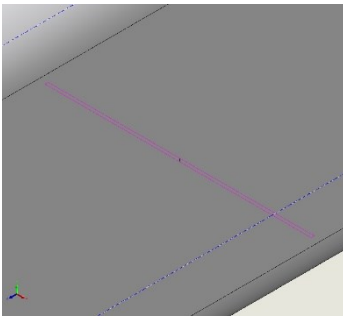
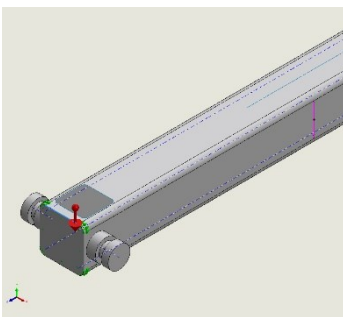
Ciò richiede una modifica dei vincoli rispetto alla condizione precedente.

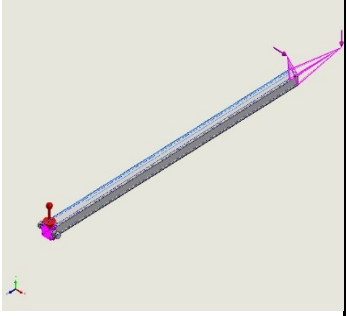
Infatti, è stato posto un carrello in corrispondenza di ciascuna ruota per vincolare sia lo spostamento orizzontale lungo x che quello verticale lungo y.

Su un'apposita sezione della superficie inferiore della sfilata è stato posto un carrello atto a vincolare lo spostamento verticale.

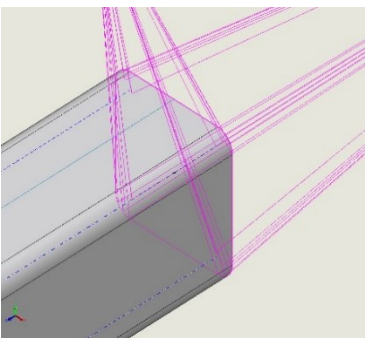
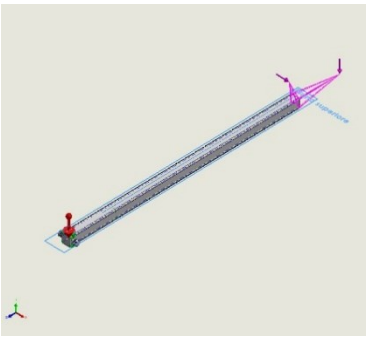
Sulla piastra posteriore è stato posto nuovamente il vincolo per la traslazione assiale lungo l'asse z mediante un vincolo a cerniera.

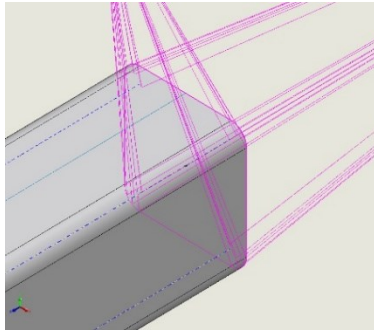
Qui di seguito si riportano i risultati del secondo caso, uniti alla rappresentazione grafica di quanto appena descritto riguardo vincoli e carichi.

Nome fissaggio	Immagine fissaggio	Dettagli fissaggio		
Geometria di riferimento		Entità: 1 facce Riferimento: Bordo< 1 > Tipo: Usa geometria di riferimento Traslazione: ---; ---; 0 Rotazione: ---; ---; --- Unità: mm; rad		
Forze risultanti				
Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	-62.687,5	0	0	62.687,5
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33
Pattino/Carrello		Entità: 1 facce Tipo: Pattino/Carrello		
Forze risultanti				
Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	0	15.750,1	0	15.750,1
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33
Cerniera posteriore		Entità: 1 facce Riferimento: Bordo< 1 > Tipo: Usa geometria di riferimento Traslazione: ---; ---; 0 Rotazione: ---; ---; --- Unità: mm; rad		
Forze risultanti				
Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	-62.687,5	0	0	62.687,5
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33

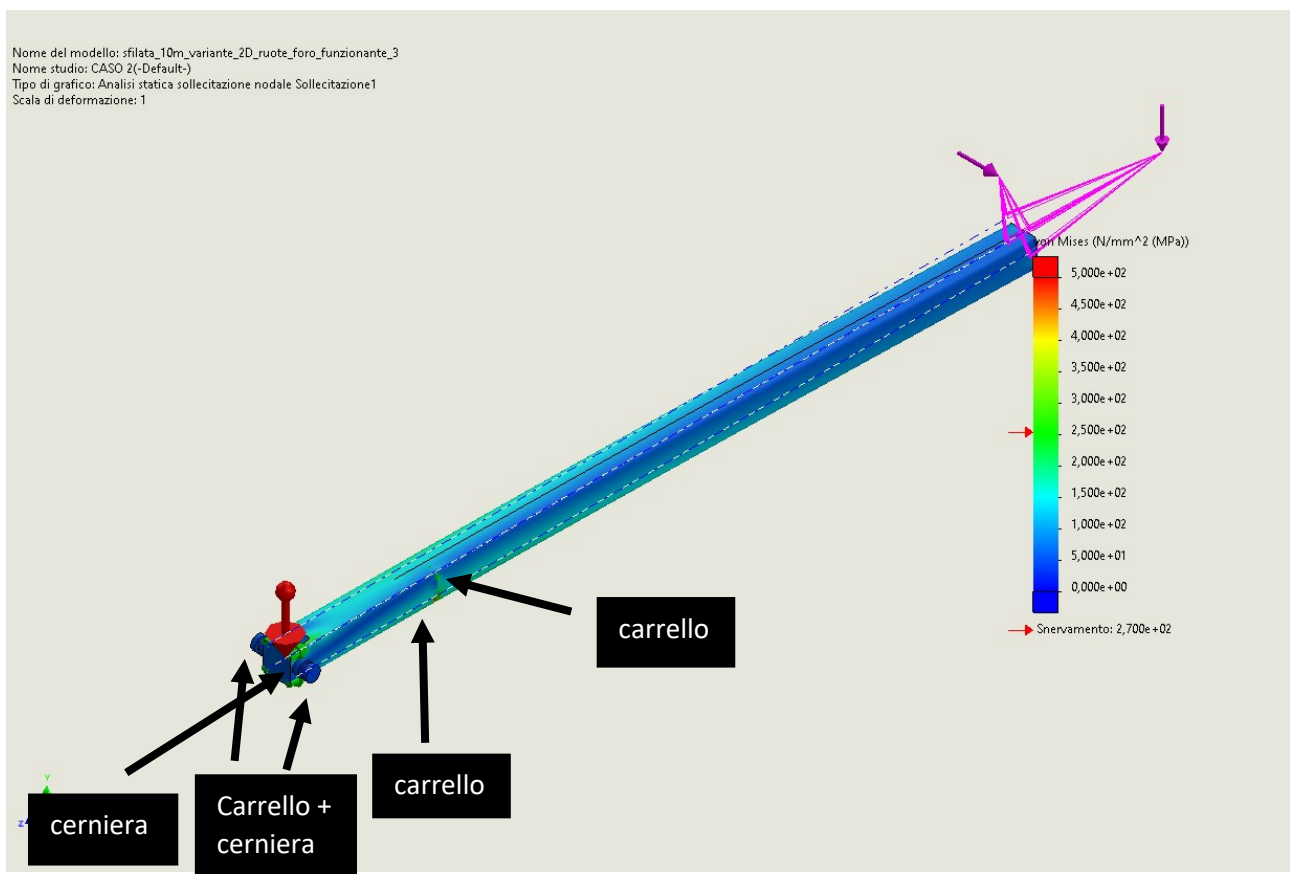
Nome fissaggio	Immagine fissaggio	Dettagli fissaggio		
Geometria di riferimento		Entità: 1 facce Riferimento: Bordo< 1 > Tipo: Usa geometria di riferimento Traslazione: ---; ---; 0 Rotazione: ---; ---; --- Unità: mm; rad		
Forze risultanti				
Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	0	0	63,7891	63,7891
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33

CARICHI APPLICATI:

Nome del carico	Immagine carico	Dettagli carico
Carico remoto (Connessione distribuita)		Entità: 1 facce Tipo di connessione: Distribuito Fattore di peso: Predefinito (Costante) Sistema di coordinate: Coordinate cartesiane globali Componenti di traslazione: 10.000 N; ---; --- Componenti di rotazione: ---;---;--- Coordinate di riferimento: -1.400 -879 -1.200 mm
Gravità		Riferimento: Piano superiore Valori: 0 0 -9,81 Unità: m/s^2

Nome del carico	Immagine carico	Dettagli carico
Carico remoto (Connessione distribuita)		<p>Entità: 1 facce</p> <p>Tipo di connessione: Distribuito</p> <p>Fattore di peso: Predefinito (Costante)</p> <p>Sistema di coordinate: Coordinate cartesiane globali</p> <p>Componenti di traslazione: ---; -9.810 N; ---</p> <p>Componenti di rotazione: ---;---;---</p> <p>Coordinate di riferimento: 0 0 -1.200 mm</p>

Nell'immagine sotto stante si vede la distribuzione delle tensioni equivalenti di Von Mises sulla struttura:



In questa condizione di carico si è notata una maggior sollecitazione nella zona limitrofa al foro. Le tensioni equivalenti qui riscontrate superano a tratti i 400 [MPa], ovvero tensioni superiori allo snervamento del materiale, il quale si attesta per gli spessori considerati attorno ai 270 [MPa]. Ciò è un campanello d'allarme, nonostante le verifiche statiche eseguite sul punto di controllo scelto verificano il modello, anche se di poco:

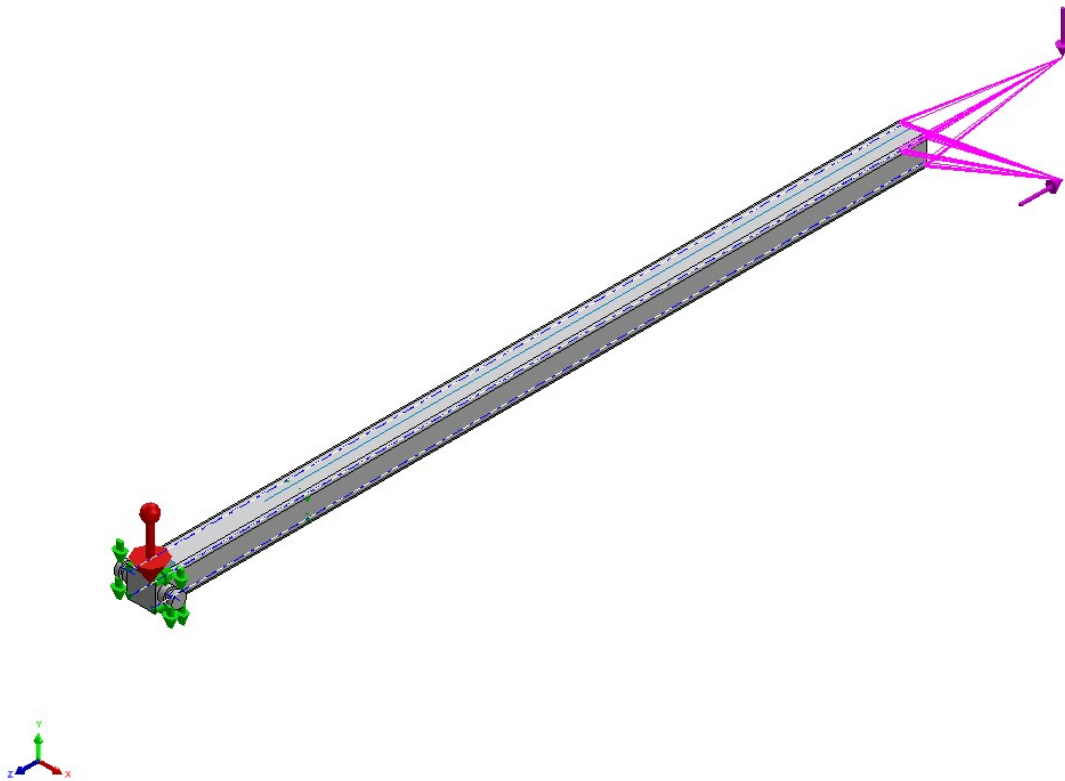
$$\sigma_2 = 224 \text{ [MPa]} = \text{tensione registrata al punto di controllo}$$

$$\sigma_{sn} = 270 \text{ [MPa]} = \text{tensione di snervamento acciaio 16Mo3}$$

$$v_{s1} = \frac{270}{224} = 1,21 = \text{coefficiente statico} > 1 = \text{VERIFICATO}$$

Dato che la verifica ha prodotto un risultato di poco superiore al limite minimo, si procederà alla verifica a fatica per individuare l'entità del problema analizzando il numero di cicli ottenuti mediante una sollecitazione ripetuta alla massima intensità registrata.

9. CASO DI CARICO 3 MODELLO COMPLETO:

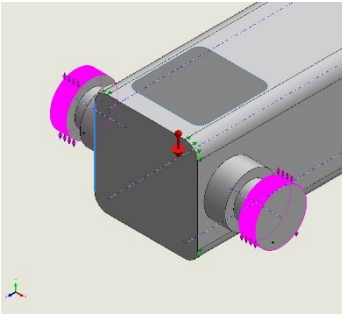


Il terzo caso rappresenta l'azione di tiro del braccio durante il lavoro di scorifica. L'utensile, trascinando verso i contenitori le scorie di alluminio, genera una forza di trazione di circa 1000 [kg] che si riflette sulla sfilata. A questa si aggiunge la spinta dovuta al carico della pala unito alle scorie trasportate di 2000 [kg] per considerare una normale condizione di massimo stress.

Si ricorda che nel computo sono sempre presenti la gravità e dunque la massa dei corpi presi in esame.

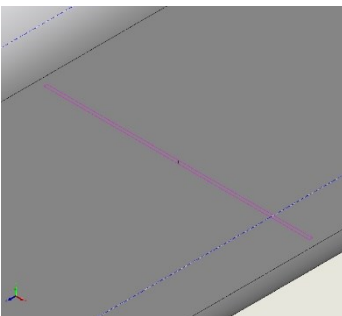
Per far fronte a questa nuova condizione di carico, si vincola la piastra posteriore con una cerniera, al fine di impedire le traslazioni lungo l'asse z. Un carrello è poi posto su un'apposita sezione ricavata sulla superficie superiore della sfilata, questo per impedire le traslazioni verticali lungo y. Nella ruota laterale di sinistra sono vincolate tramite un carrello le direzioni verticale y e trasversale x, mentre nella ruota di destra è vincolata, sempre tramite un carrello, la direzione verticale y.

Qui di seguito si riportano i risultati del terzo caso, uniti alla rappresentazione grafica di quanto appena descritto riguardo vincoli e carichi.

Nome fissaggio	Immagine fissaggio	Dettagli fissaggio
Cerniera		<p>Entità: 2 facce Riferimento: Bordo< 1 > Tipo: Usa geometria di riferimento Traslazione: ---; ---; 0 Rotazione: ---; ---; --- Unità: mm; rad</p>

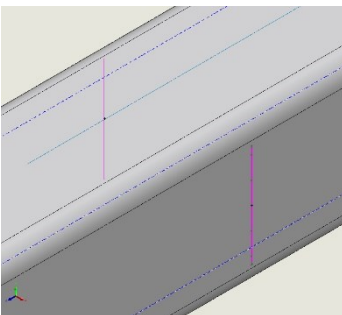
Forze risultanti

Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	0	-47.993,4	0	47.993,4
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33

Pattino/Carrello o		<p>Entità: 1 facce Tipo: Pattino/Carrello</p>
-----------------------	--	--

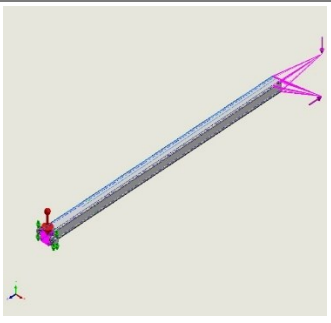
Forze risultanti

Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	0	61.868,5	0	61.868,5
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33

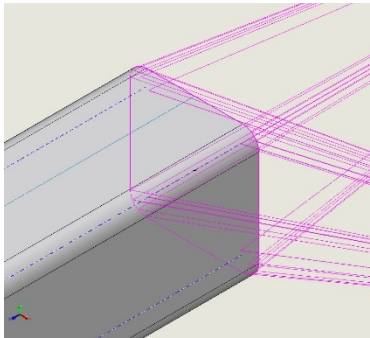
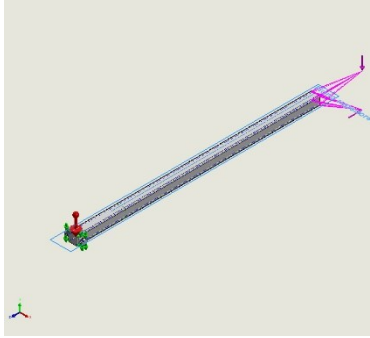
Pattino/Carrello o		<p>Entità: 2 facce Tipo: Pattino/Carrello</p>
-----------------------	---	--

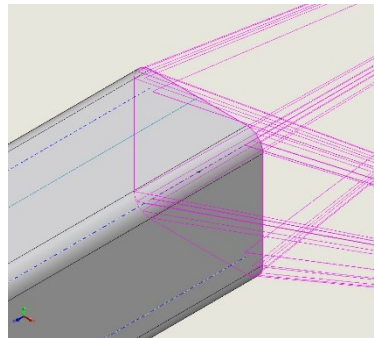
Forze risultanti

Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	-0,046875	-6,12609e-12	0	0,046875
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33

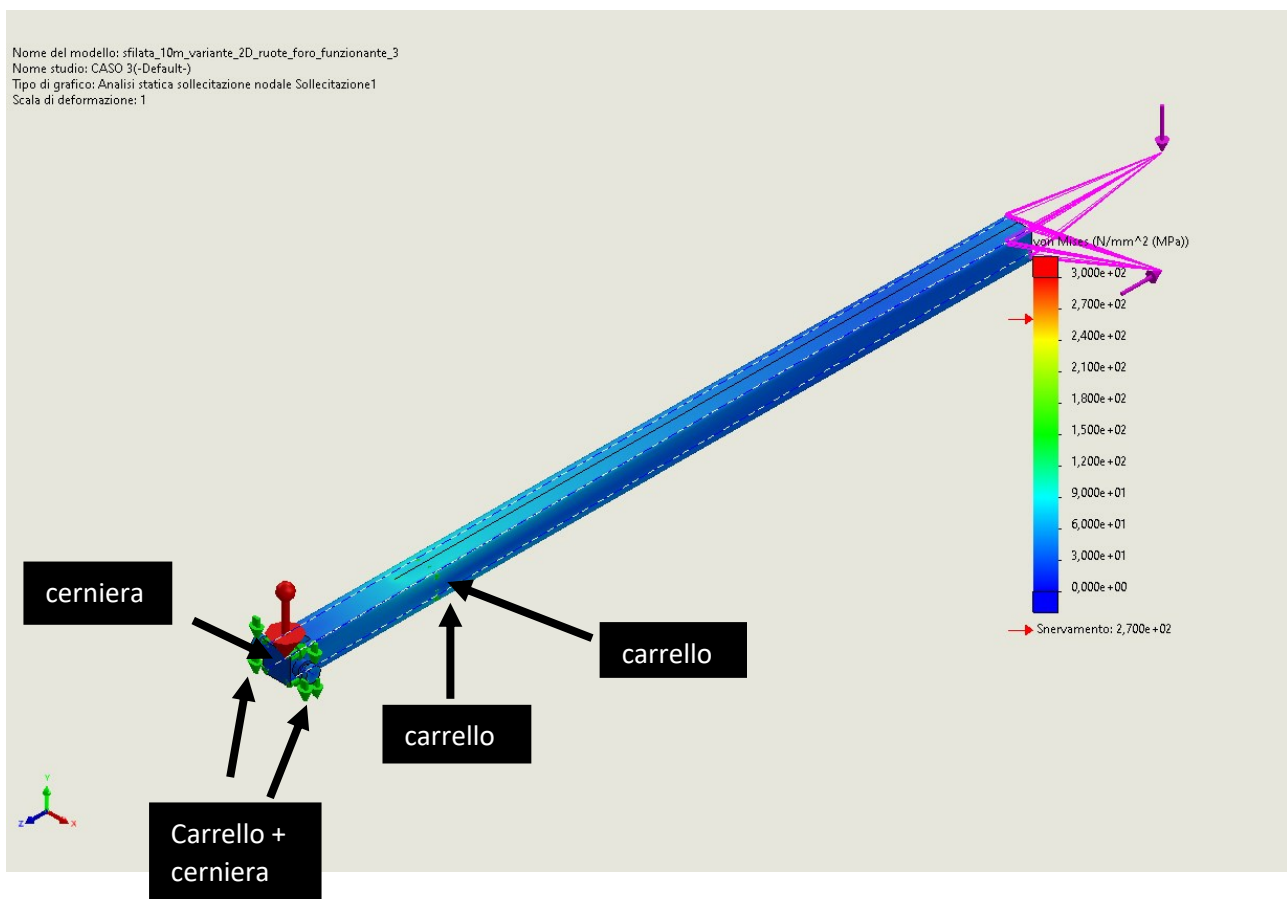
Nome fissaggio	Immagine fissaggio	Dettagli fissaggio		
Geometria di riferimento		<p>Entità: 1 facce Riferimento: Bordo< 1 > Tipo: Usa geometria di riferimento Traslazione: ---; ---; 0 Rotazione: ---; ---; --- Unità: mm; rad</p>		
Forze risultanti				
Componenti	X	Y	Z	Risultante
Forza di reazione (N)	0	0	29.432,7	29.432,7
Momento di reazione (N.m)	0	0	0	1e-33

CARICHI APPLICATI:

Nome del carico	Immagine carico	Dettagli carico
Carico remoto (Connessione distribuita)		<p>Entità: 1 facce Tipo di connessione: Distribuito Fattore di peso: Predefinito (Costante) Sistema di coordinate: Coordinate cartesiane globali Componenti di traslazione: ---; ---; -29.430 N Componenti di rotazione: ---; ---; --- Coordinate di riferimento: 0 -879 -1.200 mm</p>
Gravità		<p>Riferimento: Piano superiore Valori: 0 0 -9,81 Unità: m/s^2</p>

Nome del carico	Immagine carico	Dettagli carico
Carico remoto (Connessione distribuita)		<p>Entità: 1 facce</p> <p>Tipo di connessione: Distribuito</p> <p>Fattore di peso: Predefinito (Costante)</p> <p>Sistema di coordinate: Coordinate cartesiane globali</p> <p>Componenti di traslazione: ---; -9.810 N; ---</p> <p>Componenti di rotazione: ---;---;---</p> <p>Coordinate di riferimento: 0 0 -1.200 mm</p>

Nell'immagine sotto stante si vede la distribuzione delle tensioni equivalenti di Von Mises sulla struttura:



Ciò che si riscontra da questa casistica è la scarsa entità delle sollecitazioni ottenute, fatto che viene confermato dall'analisi statica nel punto di controllo, la quale risulta essere la più conservativa tra quelle eseguite finora:

$$\sigma_3 = 30 \text{ [MPa]} = \text{tensione registrata al punto di controllo}$$

$$\sigma_{sn} = 270 \text{ [MPa]} = \text{tensione di snervamento acciaio 16Mo3}$$

$$\nu_{s1} = \frac{270}{30} = 9 = \text{coefficiente statico} > 1 = \text{VERIFICATO}$$

10. VERIFICA A FATICA DEL CASO DI CARICO 2 MODELLO COMPLETO:

Al fine di eseguire la verifica a fatica del componente, è stato calcolato il k_t considerando unicamente la forza di spinta laterale, ovvero la forza che da alternanza, in quanto si sta considerando un caso di carico avente $R=-1$, dunque avente ampiezza e σ_m costanti.

Dalla verifica a fatica si ottiene:

$$\sigma_{sn} = 270 \text{ [MPa]} = \text{sigma di snervamento}$$

$$\sigma_{amm} = 190 \text{ [MPa]} = \text{sigma ammissibile}$$

$$\tau_{sn} = 156 \text{ [MPa]} = \text{tau di snervamento}$$

$$a = 0,265 = \text{coefficiente dipendente dal carico di rottura del materiale}$$

$$r = 20 \text{ [mm]} = \text{raggio di intaglio foro}$$

$$\sigma_{MAX} = 418,6 \text{ [MPa]} = \text{tensione massima registrata}$$

$$\sigma_{min} = 324 \text{ [MPa]} = \text{tensione minima registrata}$$

$$\sigma_m = 371,3 \text{ [MPa]} = \text{tensione media}$$

$$\sigma_a = 47,3 \text{ [MPa]} = \text{ampiezza}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} = 0,987 = \text{sensibilità all'intaglio}$$

$$\sigma_s = 47,7 \text{ [MPa]} = \text{sollecitazione modello semplificato no foro}$$

$$\sigma_c = 72,4 \text{ [MPa]} = \text{sollecitazione modello semplificato con foro}$$

$$k_t = \frac{\sigma_c}{\sigma_s} = 1,52$$

$$k_f = q(k_t - 1) + 1 = 1,51$$

$$k_l = 1,3 = \text{coefficiente dipendente dal tipo di finitura}$$

$$k_d = 1,4 = \text{coefficiente dipendente dalla geometria del componente}$$

$$\sigma_{A-1}^* = \frac{\sigma_{amm}}{k_d k_l k_f} = 69 \text{ [MPa]}$$

$$k = \frac{\log\left(\frac{2 * 10^6}{10^3}\right)}{\log\left(\frac{\sigma_R}{\sigma_{A-1}^*}\right)} = 3,83$$

$$\sigma_{Af} = \sigma_{A-1}^* * \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right) = 17,76 \text{ [MPa]}$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{MAX}} = 0,77$$

$$\sigma_{aR} = \frac{(1 - R)}{2} * \sigma_R = 57,5 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a = 47,3 \text{ [MPa]}$$

$$N * \sigma_{Af}^k = N_A * \sigma_{aR}^k$$

$$N = 21206 \text{ [cicli]}$$

11. CONCLUSIONI ANALISI FEM:

Ciò che si nota è che la struttura ha una resistenza a fatica molto bassa. Questo è un risultato atteso, in quanto precedenti deformazioni e cricche del componente, installato su macchinari simili, avevano anticipato tale problema.

Il risultato indica tensioni tangenziali sorprendentemente basse rispetto ai corrispondenti calcoli analitici eseguiti come verifica puntuale. Infatti, si ottengono sollecitazioni tangenziali nell'ordine degli 80 [MPa].

I risultati analitici, ottenuti per la tensione tangenziale massima nella sezione considerata per le verifiche precedenti considerando i carichi ipotizzati nella seconda condizione di carico, sono i seguenti:

$$t = 11 \text{ [mm]}$$

$$M_t = 8,79 * 10^6 \text{ [N * mm]}$$

$$J_t = \sum_i \frac{L_i * t_i^3}{3} = 330975,3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\tau'_{MAX} = \frac{M_t}{J_t} * t = 292 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \text{ o [MPa]}$$

Sorpresi dalla discrepanza tra i risultati, si è provveduto a contattare l'assistenza del programma per avere ulteriori delucidazioni sulla natura di quanto ottenuto. Il responso è stato di conferma della correttezza dei calcoli del software. Per avere un'ulteriore punto di vista sulla questione, l'azienda, tramite uno degli ingegneri dell'ufficio tecnico, ha deciso di replicare la struttura ed i carichi usati come test sul software di analisi ad elementi finiti Ansys, il quale ha prodotto risultati comparabili a quelli ottenuti mediante Solidworks Simulation. La questione è stata risolta mettendo in luce un aspetto importante che ha influenzato i calcoli, ovvero la "zona di estinzione o smorzamento" che ha influenzato il tratto di validità della soluzione. Infatti, per poter ottenere sollecitazioni tangenziali simili a quelle ottenute analiticamente è stato necessario raddoppiare la lunghezza del modello di partenza, questo per fare sì che lo stato tensionale non dipendesse dalla distribuzione puntuale dei carichi, ma solo dai vettori risultanti.

Di conseguenza, i risultati ottenuti analiticamente sono da considerarsi non correttamente rappresentativi della condizione reale, perciò il modello software utilizzato è veritiero e quindi utilizzabile ai fini della trattazione.

Ciò detto, il numero di cicli ottenuti per arrivare a deformazione o cricatura è molto basso e di sicuro non compatibile con l'utilizzo continuativo di tale componente. Inoltre, le sollecitazioni di natura termica aggiungerebbero ulteriore stress al componente, rendendolo ancora più debole.

La sollecitazione di questo test è stata ideata per considerare la condizione più demandante possibile, ma comunque possibile durante l'esercizio del macchinario.

Risulta dunque fondamentale un ripensamento radicale della geometria e del materiale utilizzato, andando a sopperire alle criticità riscontrate.

Una possibile soluzione potrebbe essere quella di aumentare lo spessore della sfilata, specialmente nella parte terminale di questa.

Alternativamente, si potrebbe pensare di ridurre la dimensione del foro posto sulla parte superiore, a patto di mantenere un'apertura sufficiente al passaggio di eventuali attrezzi da lavoro e dei componenti sostitutivi del sistema di ancoraggio delle ruote. L'eliminazione completa del foro inficerebbe negativamente sulla manutenibilità degli organi di movimentazione della sfilata e non essendovi altre zone ove eseguire un'apertura, questa soluzione non risulta essere percorribile.

Un'altra alternativa potrebbe essere quella di estendere l'anima trasversale e unitamente creare una struttura triangolare larga a sufficienza da dare maggior rigidità all'area in questione, ma che lasci lo spazio utile ad eventuali attrezzi per eseguire lo smontaggio e sostituzione di eventuali componenti usurati o danneggiati.

12. ANALISI DELLA SCELTA DEL MATERIALE:

La scelta del materiale per sostituire quello attualmente impiegato deve tener conto di diversi aspetti legati al carico a cui questo può sottostare, alle temperature a cui è sollecitato, alla saldabilità ed alla semplicità di reperimento, nonché del prezzo.

Il materiale attualmente utilizzato è il 16Mo3, un acciaio basso legato avente buona resistenza al calore, utilizzato principalmente per la costruzione di recipienti in pressione. Esso è un acciaio legato al Cromo e Molibdeno ed era stato considerato in quanto buon compromesso tra resistenza alle temperature e saldabilità.

L'introduzione del Molibdeno nella composizione chimica dell'acciaio rende più difficile, anche a temperature elevate, lo spostamento degli atomi di ferro e il riassetto del reticolo, aumentando in tal modo la resistenza a scorrimento a caldo dell'acciaio stesso; dunque, ne mantiene le caratteristiche meccaniche anche a temperature elevate.

Queste tipologie di acciai possono essere soggette a fenomeni di infragilimento noto come attacco da idrogeno. Col passare del tempo, l'idrogeno tende ad accumularsi in micro-cavità e ai bordi di inclusioni; questo si ricombina in forma molecolare e genera condizioni di sovrappressione.

L'azione del cromo, oltre a dare maggior resistenza ad ossidazione, limita il fenomeno della grafitizzazione data dal Molibdeno. Inoltre, va a diminuire l'insorgenza del problema dell'attacco da idrogeno, in quanto genera carburi stabili ad alta temperatura sui quali l'idrogeno non può agire.

Bisogna avere particolare accortezza nelle zone da saldare, in quanto nella zona termicamente alterata in prossimità della saldatura, si forma una stretta zona povera di carburi, nella quale possono avvenire fessurazioni dovute al già citato attacco da idrogeno.

Per impedire questo attacco fessurante, l'unico rimedio è quello di far precipitare nella zona termicamente alterata i carburi. Ciò si può ottenere mediante ricottura completa del materiale o trattamento di rinvenimento e distensione.

Il problema dell'infragilimento del componente diventa particolarmente rilevante qualora esso fosse soggetto a ripetuti cicli di esposizione ad alte temperature e successivi raffreddamenti.

La presenza contemporanea di infragilimento e deformazioni plastiche determina la formazione di cricche da riscaldamento. Non è invece frequente la criccabilità a caldo.

Qualora, per qualche motivo, si volesse evitare oppure non si potesse eseguire il trattamento termico, gli acciai al Cromo Molibdeno sono saldati con materiali d'apporto austenitici del tipo:

- 25% Cr e 20% Ni

- 20% Cr, 12% Ni, 3% Mo
- materiali d'apporto in lega di Nichel tipo Inconel (NiCrFe)

Data la sensibile differenza nel tenore di Cromo tra la zona fusa e la zona termicamente alterata e la particolare affinità che il Cromo ha con il Carbonio, se il giunto è mantenuto a lungo ad elevata temperatura, si verifica una migrazione del carbonio dall'acciaio al Cr Mo a quello austenitico del giunto, creando una fascia decarburata vicino alla zona fusa avente minor resistenza allo scorrimento a caldo e soggetta a micro-cricche.

Una fascia carburata si trova invece al limite della zona fusa e può dare origine, durante il raffreddamento, a martensite ad alto tenore di Cromo, con conseguente fragilità a temperatura ambiente.

A causa del diverso coefficiente di dilatazione termica della zona fusa in acciaio inossidabile austenitico e del materiale base in acciaio al Cr Mo, se il giunto è sottoposto a frequenti variazioni di temperatura, le differenze di allungamento della zona fusa e della zona termicamente alterata provocano tensioni alternate di notevole entità, le quali generano deformazioni plastiche a cui conseguono rotture per fatica termica.

Di seguito sono riportate le caratteristiche chimiche e meccaniche del 16Mo3.

Comp. chimica

Secondo UNI EN 10028-2

Elemento	Al	B	C	Ceq	Cr	Cu	Mo	Mn	N
Min.			0,12				0,25	0,40	
Max			0,20		0,30	0,30	0,35	0,90	0,012

Elemento	Ni	Nb	P	S	Si	Sn	Ti	V	Zr
Min.									
Max	0,30		0,025	0,010	0,35				

Prop. meccaniche

Secondo UNI EN 10028-2

Spessore nominale (mm)	≤ 16	> 16
Carico di snervamento (MPa)	≥ 275	≥ 270

Spessore nominale (mm)	< 16
Resistenza alla trazione (MPa)	440 - 590

Dall'analisi a fatica si è dimostrato che la struttura raggiunge tensioni attorno ai 400 [MPa] di picco ed il 16Mo3 non supporta adeguatamente i carichi applicati per un numero di cicli compatibile con un utilizzo continuativo. Ci si deve dunque orientare su altri acciai.

Una proposta facente parte degli acciai legati al Cromo Molibdeno è l'acciaio P355NH, ovvero un acciaio strutturale a grano fine anch'esso utilizzato per recipienti a pressione. L'acciaio presenta buona saldabilità e buone proprietà di formatura a caldo e a freddo, nonché un'ottima resistenza alla corrosione. Esso presenta una tensione di snervamento in configurazione con spessore inferiore ai 16 [mm] di più di 355 [MPa] ed una resistenza a rottura per trazione che oscilla tra 490 e 630 [MPa].

La presenza in lega del Fosforo potrebbe indurre infragilimento in caso di rinvenimento del materiale, ma è controbilanciato dalla presenza del Molibdeno.

Esso appartiene alla famiglia degli acciai S355, dunque è di facile reperibilità e il costo risulta essere comparabile rispetto al materiale precedentemente in uso.

Di seguito viene riportata la tabella con la composizione chimica e le proprietà meccaniche.

Comp. chimica

Secondo UNI EN 10028-3

Elemento	Al	B	C	Ceq	Cr	Cu	Mo	Mn	N
Min.	0,02							1,10	
Max			0,20		0,30	0,30	0,08	1,70	0,012

Elemento	Ni	Nb	P	S	Si	Sn	Ti	V	Zr
Min.									
Max	0,50	0,05	0,025	0,015	0,50		0,03	0,10	

Propr. meccaniche

Secondo UNI EN 10028-2

Spessore nominale (mm)	≤ 16	> 16
Carico di snervamento (MPa)	≥ 355	≥ 345
Spessore nominale (mm)	16 < t ≤ 60	
Resistenza alla trazione (MPa)	490-630	

L'acciaio in questione non risulta essere adatto per utilizzi a temperature superiori ai 580° C, ma questo non è un problema, in quanto la sfilata pur lavorando all'interno del forno non raggiunge tali temperature nel suo esercizio.

Alternativamente, si potrebbe orientare la scelta verso un acciaio strutturale S700MC, avente ottima resistenza al carico e ottime proprietà di saldabilità. Si tratta di un acciaio basso legato impiegato principalmente in ambienti industriali in bracci telescopici, bracci di sollevamento, gru e macchine movimento terra.

È necessario precisare che le proprietà di questo materiale sono intese a temperatura ambiente; perciò, prima dell'eventuale scelta risulta essere fondamentale richiedere ulteriori informazioni al fornitore riguardo il comportamento alle alte temperature dell'acciaio in questione.

Di seguito le tabelle con le caratteristiche meccaniche e chimiche.

Comp. chimica

Secondo UNI EN 10149-2

Elemento	Al	B	C	Ceq	Cr	Cu	Mo	Mn	N
Min.	0,015								
Max		0,005	0,12				0,50	2,10	

Elemento	Ni	Nb	P	S	Si	Sn	Ti	V	Zr
Min.									
Max		0,09	0,025	0,015	0,60		0,22	0,2	

Propr. meccaniche

Secondo UNI EN 10149-2

Spessore nominale (mm)	≤ 15
Carico di snervamento (MPa)	≥ 700
Spessore nominale (mm)	≤ 15
Resistenza alla trazione (MPa)	750-950

13. VALUTAZIONE IPOTESI DI SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO:

La fase finale di questa relazione consta nell'analizzare l'ipotesi di incrementare il numero di operazioni che il macchinario può eseguire nel turno lavorativo, tutto ciò ipotizzando di aver risolto i problemi strutturali riscontrati nelle fasi precedenti.

Data la complessità dello studio e la scarsità del tempo a disposizione si intenda questa analisi come puramente ipotetica, ovvero una linea d'indirizzo che verrà poi modificata ed ampliata per l'effettiva attuazione.

Il problema dell'incremento della frequenza di lavoro si scontra con la necessità delle sfilate di raffreddarsi dopo ogni ingresso nel forno, onde evitare problematiche strutturali quali deformazioni o addirittura danni permanenti al materiale che ne inficerebbero le caratteristiche.

L'obiettivo da raggiungere è quello di eseguire un'operazione di pulizia ogni 15 minuti che in un turno di 24 ore equivalgono a circa 26 ingressi nel forno.

Per consentire tale frequenza di ingressi si è pensato di introdurre un sistema di raffreddamento del gruppo telescopio.

Data la conformazione aperta del gruppo è necessario creare un incastolamento che racchiuda gli elementi, in modo da consentire all'aria forzata di lambire le sfilate senza essere dispersa nel forno.

Il raffreddamento avviene quando le sfilate vengono ritratte dal forno e ritornano nella posizione a riposo.

Si è ipotizzato di introdurre un sistema di ventilatori, il cui posizionamento dipende dallo spazio a disposizione per l'ancoraggio di questi.

La maggior fonte di criticità in questo sviluppo è proprio la mancanza di spazio ove collocare le ventole, in modo da ottenere un raffreddamento più rapido rispetto alla condizione aperta. La struttura è complessa e gli spazi di manovra sono ridotti, il che rende difficile mettere in relazione l'aria di raffreddamento con le superfici delle sfilate.

La soluzione più sensata è quella di aggiungere quante più ventole possibile per sopperire al loro posizionamento non ottimale, creando delle apposite condotte per orientare il flusso d'aria.

Si è scelto di posizionare tre ventole nella parte posteriore, una nella faccia posteriore e due ai lati delle piastre di zavorra del gruppo telescopio, mentre una quarta ventola è stata posizionata nella parte frontale.

Le ventole sono state scelte del massimo diametro inscrivibile nei condotti, questo per avere la massima portata d'aria e pressione statica possibili.

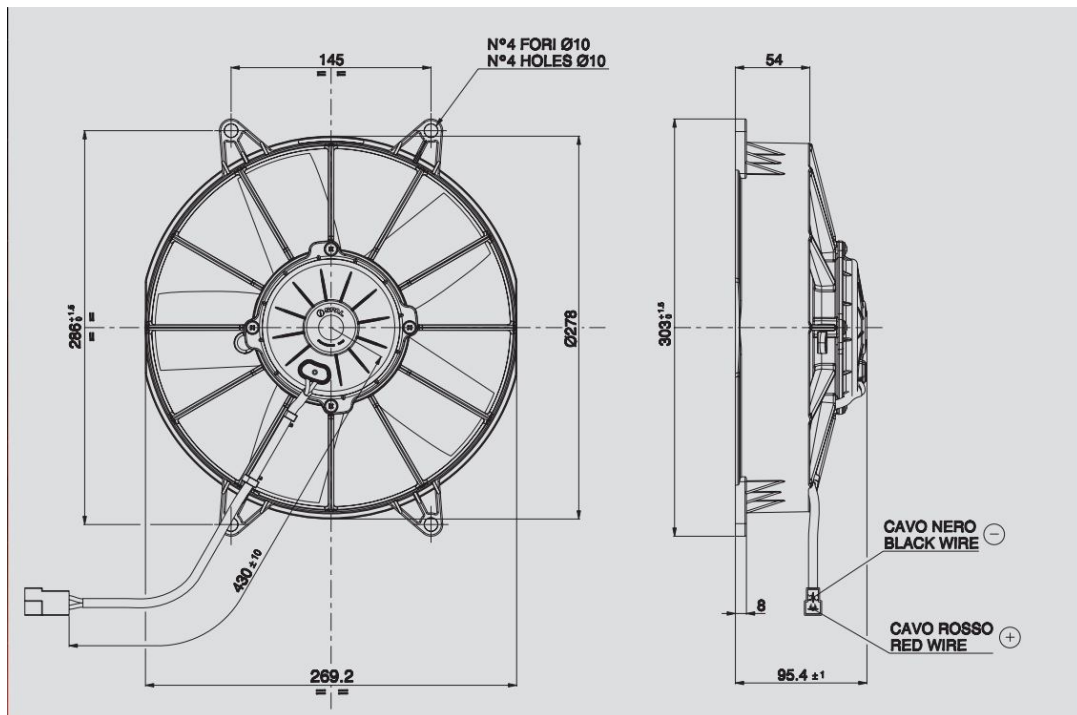
Sono state scelte delle ventole assiali simili a quelle impiegate in ambito automobilistico per garantire una maggior semplicità costruttiva, nonché una maggior reperibilità ed economicità dei ricambi a lungo termine.

Di seguito si riporta una tabella con le specifiche delle ventole individuate ed un'immagine descrittiva del prodotto.

suction / aspirante

blowing / soffiante

Static pressure Pressione statica mm H ₂ O	Airflow Portata m ³ /h	Current input Corrente assorbita A	Airflow Portata CFM	Airflow Portata m ³ /h	Current input Corrente assorbita A	Airflow Portata CFM	Static pressure Pressione statica inH ₂ O
0	1990	5,7	1174	1860	5,3	1097	0
5	1820	6,0	1074	1690	5,7	997	0,2
10	1610	6,4	950	1520	5,9	897	0,4
15	1290	6,4	761	1310	6,2	773	0,6
20	820	6,4	484	1040	6,5	614	0,8
25	670	6,8	395	760	6,8	448	1
30	510	7,1	301	500	6,9	295	1,2
35	370	7,3	218	290	7,2	171	1,4
40	290	7,3	171	190	7,4	112	1,6
45	0	8,1	0	0	8,0	0	1,8



Soltanto un'analisi pratica in condizioni di esercizio potrà evidenziare se questo sistema ha effetti benefici o dannosi ai fini dell'obiettivo da raggiungere. Per il momento si è preso atto delle limitate possibilità di azione sulla struttura e si è cercata la miglior configurazione possibile senza dover riprogettare l'intero sistema per prevedere un sistema di raffreddamento integrato nativo e non aggiunto a posteriori.

14. CONCLUSIONI ED OSSERVAZIONI FINALI:

Lo studio è concluso e gli obiettivi prefissati sono stati raggiunti.

L'analisi strutturale ha dato una panoramica delle criticità della struttura sulle quali è doveroso intervenire per preservare l'integrità del componente durante il suo esercizio e rendere il macchinario efficiente ed affidabile a lungo nel tempo. Le variazioni della geometria e la sostituzione del materiale consentono di risolvere tali difetti e di non dover limitare le prestazioni del macchinario. La valutazione e l'eventuale applicazione puntuale di ciò che è stato proposto sarà compito di coloro che saranno incaricati di rivedere il componente.

Il software Solidworks Simulation, nonostante la sua non specificità per le analisi ad elementi finiti, è stato adeguato a trattare condizioni di carico imposte ed i risultati sono comparabili con quelli di software specifici per tali analisi. Dunque, ciò ha prodotto dei risultati attendibili ai fini della ricerca e agli scopi inizialmente definiti per il progetto, ovvero quelli di identificare le criticità della geometria in uso e l'entità di queste.

Infine, lo studio del sistema di raffreddamento è un esercizio concettuale che si è proposto di affrontare una problematica successiva ed accessoria alla risoluzione dei problemi strutturali evidenziati dall'analisi FEM. Il disegno del modello di raffreddamento e la scelta dei componenti dovranno essere vagliati da uno studio più approfondito, ma per gli scopi di questa trattazione è soprattutto importante l'aver reso note le difficoltà di realizzazione di tale proposta e aver posto un ragionevole dubbio sull'eventuale utilità di questa ai fini richiesti.

Questa esperienza ha presentato una breve panoramica della progettazione di un componente assistita da software. Inoltre, l'applicazione di tale componente ad un macchinario reale, che lavora in condizioni difficili ed è sollecitato in maniera pesante e ripetitiva ha sottolineato l'importanza di una corretta progettazione e revisione, fondamentale per prevenire deformazioni e cricche ed aumentare così la produttività del macchinario.

15. RINGRAZIAMENTI:

A conclusione di questa esperienza di tirocinio non posso che ringraziare la TT. Tomorrow Technology S.p.A. per l'opportunità data di seguire da vicino la realtà dietro la progettazione di macchinari tanto complessi quanto importanti per il settore in cui sono impiegati.

L'azienda, tramite i titolari Giovanni Magarotto, Giovanni Campice, Massimo Fontolan ed il project manager Marco Cecchetto, ha mostrato grande interesse per il mio tirocinio, proponendomi un'attività di rilievo sia dal punto di vista accademico che di crescita formativa e fornendomi tutte le risorse e le competenze di cui ho avuto bisogno per svolgerla.

Un grazie va soprattutto alla squadra dell'ufficio tecnico che mi ha affiancato, supportato e sopportato in questo percorso e che sin da subito mi ha considerato come un collega e non come un ospite.

In particolare, ringrazio Marco Cecchetto, Christian Gobbi, Alberto Rosso, Federico Giraldo, Riccardo Frigo, Stefano Pampado e Massimo Masiero, per aver dato ciascuno il proprio contributo alla miglior riuscita di questo progetto.

Grazie anche a tutti gli altri membri dell'azienda che hanno mostrato nei miei confronti rispetto, attenzione ed umanità.

Ringrazio il professor Nicola Petrone che nonostante i tanti impegni si è proposto di seguirmi in questo tirocinio e ha dato carta bianca per la realizzazione del progetto, sintomo della grande fiducia riposta nelle persone coinvolte e nella bontà dell'idea sviluppata.

16. BIBLIOGRAFIA E NOTE:

- Biblioteca Tecnica Hoepli, Istituto Italiano della saldatura, "Saldatura per fusione 2", "Metallurgia e saldabilità dei materiali metallici, qualità e controllo dei giunti saldati".
- Appunti di Costruzione di Macchine, Seconda edizione, tratti dal corso del prof. B. Atzori
- sidastico.com/wp-content/uploads/2016/09/it-acciai-per-recipienti-a-pressione-p355nh.pdf
- sidastico.com/acciaio-ad-alta-resistenza-lamiere-acciai-speciali/s700mc-qualita/
- sidastico.com/acciai-per-alte-temperature-per-recipienti-a-pressione/16mo3-qualita/
- spalautomotive.it/it/elettroventilatori-brushless
- Software Solidworks Premium 2020 SP3.0 with Simulation Tool