



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccanica

Modifica, ridimensionamento e ottimizzazione di un banco prova motore.

Modification, resizing and optimization of an engine test bench.

Relatore: Prof. Germani Michele

Tesi di laurea di: Moretti Carlo

A.A. 2020 / 2021

Sommario

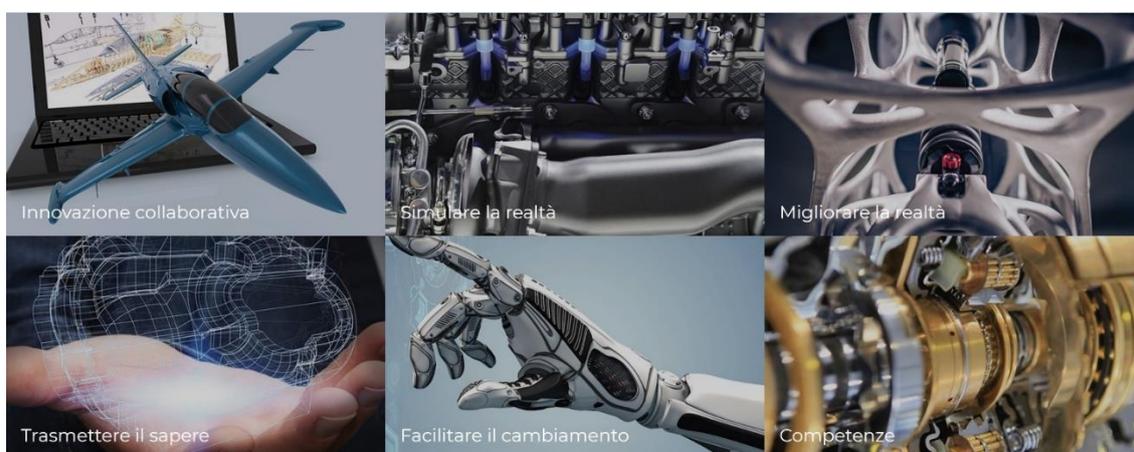
1 L'azienda.....	3
2 La mia esperienza nell'azienda	4
3 CATIA.....	6
3.1 Ambiente Sketcher	12
3.2 Ambiente Part Design	13
3.3 Ambiente Analisi	16
4 Analisi ad elementi finiti.....	19
4.1 Formulazione di Lagrange.....	20
4.2 Formulazione di Eulero.....	20
4.3 Formulazione arbitraria Lagrange-Eulero	20
4.4 Approccio di integrazione esplicita.....	21
4.5 Approccio di integrazione implicita.....	22
4.6 Convergenza mesh	23
4.7 Tipi di Analisi e utilizzi.....	25
5 Banco prova motore	27
5.1 Freni a correnti parassite	28
5.2 Cella di carico	29
5.3 Ambiente di test	30
6 Progetto.....	31
6.1 Fase di studio	32
6.2 Calcolo.....	37
6.3 Analisi dei dati	44
6.4 Posizionamento pistone.....	45
6.5 Modellazione staffa.....	47
6.6 Analisi FEM	49
6.7 Verifica bullonatura	55
6.8 2D Staffa.....	57
6.9 Modellazione pallet.....	58
7 Conclusioni e ringraziamenti	63
8 Bibliografia	64

1 L'azienda



La 4D Engineering S.r.l. di Civitanova Marche nasce nel 2004 e opera nel settore della consulenza alle imprese. L'azienda conta circa 60 dipendenti che lavorano in sede del cliente o presso gli uffici 4D.

I settori in cui opera vanno dall'aerospace all'automotive, con particolare attenzione ai motori a combustione interna, elettrodomestici e motorsport.



L'assistenza alle aziende inizia sin dalle prime fasi dell'ideazione del prodotto, analizzando la fattibilità con i fornitori e studiando insieme a loro nuovi metodi di industrializzazione e lavorazione oppure ottimizzando quelli già esistenti.

La fase di progettazione viene realizzata con software CAD, in particolare CATIA della Dassault Systemes, che assiste l'ingegnere in tutte le fasi del progetto, a partire dagli schizzi iniziali fino alle varie analisi e simulazioni strutturali.

I dirigenti puntano molto sulla formazione di nuovi progettisti e l'azienda spesso organizza dei corsi congiuntamente ad enti statali e regionali per istruire potenziali progettisti meccanici sull'utilizzo dei software CAD e introdurli efficacemente nel mondo del lavoro.

2 La mia esperienza nell'azienda

Al momento del mio ingresso in azienda, sono confluito in un corso della durata di 8 mesi per progettisti meccanici che aveva avuto inizio già svariati mesi prima, cosicché ho dovuto imparare in fretta le nozioni base per riuscire a tenere il corso insieme agli altri stagisti.

Il mio tirocinio, di una durata totale di 283 ore, è stato suddiviso in una prima parte di studio degli ambienti del software CATIA:

- Sketcher, che permette di creare linee e forme 2D a partire dalle quali verrà poi estruso o generato il solido o le superfici 3D;
- Part design, modellazione vera e propria di solidi con tagli, fori, estrusioni, rivoluzioni, tasche etc.;
- Assembly design, unione dei vari Part per creare un assieme vincolato che riproduca la mobilità reale del prodotto;
- Drafting, consente la messa in tavola dei file Part ed eventualmente degli assembly;
- Wireframe and surfaces, creazione di superfici a partire da curve 3D;
- FEM analysis, analisi mediante calcolo di stress tensionale sul componente utilizzando Von Mises.



Figura 1: Schermata di avvio di CATIA.

Oltre allo studio puro del software, era analoga la fornitura di nozioni di tecnologie meccaniche inerenti ad ogni pezzo e materiale trattato nonché degli accorgimenti da adottare affinché il pezzo disegnato fosse realizzabile e ad un prezzo ragionevole.

I mezzi per la didattica consistevano in slides realizzate dall'azienda che illustravano errori comuni di progettazione e relative soluzioni ai problemi, coadiuvate da periodiche lezioni frontali con il tutor. Di ogni argomento trattato si effettuavano diverse esercitazioni che poi venivano discusse in aula insieme al tutor e collettivamente con gli altri stagisti.

La seconda metà del tirocinio ha riguardato l'argomento di tesi vero e proprio.

Il titolare mi ha proposto di modificare dei pezzi di un banco prova motore per motocicli da loro abbozzato in precedenza, prima che il committente annullasse l'ordine, così da adattarlo e dimensionarlo per poter accogliere e testare un motore da autovettura, con massa di gran lunga maggiore.

Per il progetto ho utilizzato CATIA per la modellazione e una prima analisi FEM, e l'applicazione SIMULIA di 3D Experience, programma che fa parte dello stesso ecosistema di CATIA, perché prodotti dalla stessa casa di software per la progettazione DASSAULT SYSTEMES.

Nei prossimi capitoli si analizzeranno gli strumenti e le nozioni principali per la comprensione del progetto di tesi.

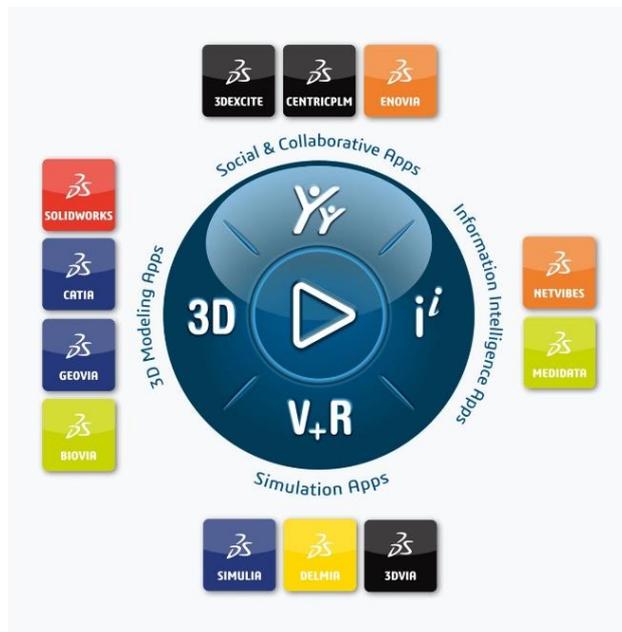


Figura 2: Ecosistema 3D Experience.

3 CATIA



Tra i software per la progettazione 3D, CATIA è sicuramente uno dei più conosciuti e utilizzati in svariati ambiti industriali.

Il suo nome è acronimo di Computer–Aided, Three–dimensional, Interactive Application ed è una piatta forma per disegno (CAD), manufacturing (CAM), ingegneria (CAE) e per il Product Lifecycle Management (PLM).

Esso fu sviluppato nel 1977 dalla Dassault Aviation, grosso produttore di aerei in particolar modo jet privati francese, per uso interno all’azienda ma poi quattro anni dopo venne distribuito come software per tutte le aziende di progettazione aeronautica e meccanica.

Nel 1984 la Boeing scelse di usare il programma per tutti i suoi progetti, tanto che ne diventò la maggior acquirente.

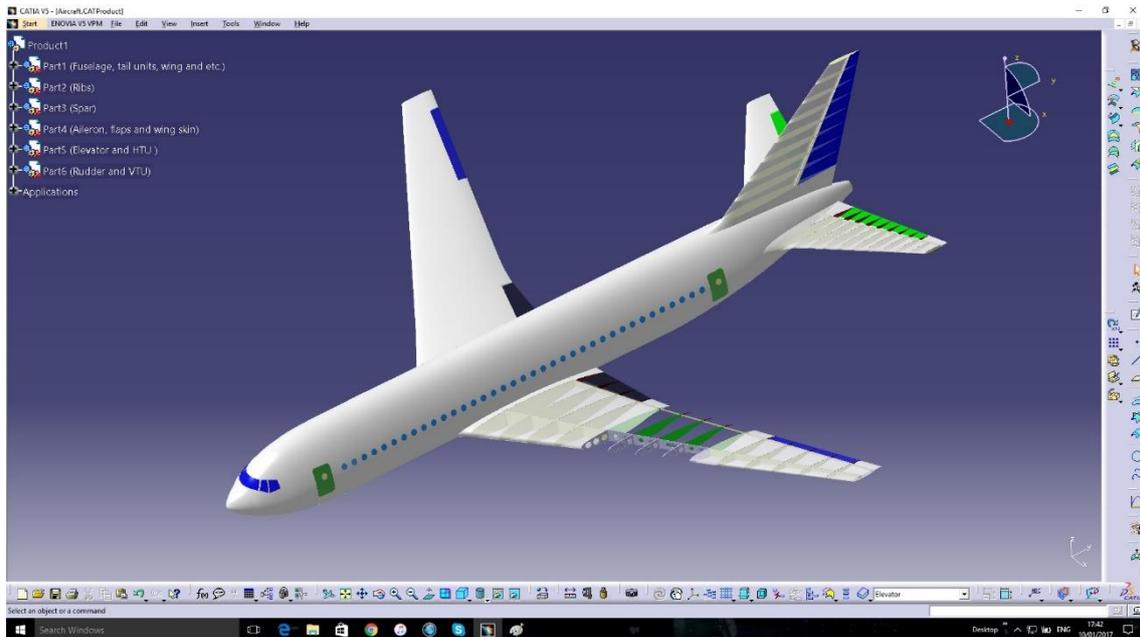


Figura 3: Boeing 767 - 200 visualizzato in CATIA.

Ad oggi CATIA è utilizzato regolarmente dalle maggiori aziende aerospaziali, automotive e navali del mondo, tra le quali spiccano Airbus, Bombardier, il gruppo PSA, il gruppo Volkswagen, Toyota e Ford, che ne apprezzano la completezza e la facilità di personalizzazione tramite i linguaggi Visual Basic e C++, nonché la possibilità di essere corredato di altre applicazioni o moduli comprendenti tutti gli strumenti normalmente disponibili per questa fascia di sistemi PLM come, ad esempio, piattaforme PDM (tra le

quali si ricordano Enovia e Smarteam), ambienti CAE per l'analisi agli elementi finiti, routine CAM per la definizione e il calcolo dei percorsi utensile.

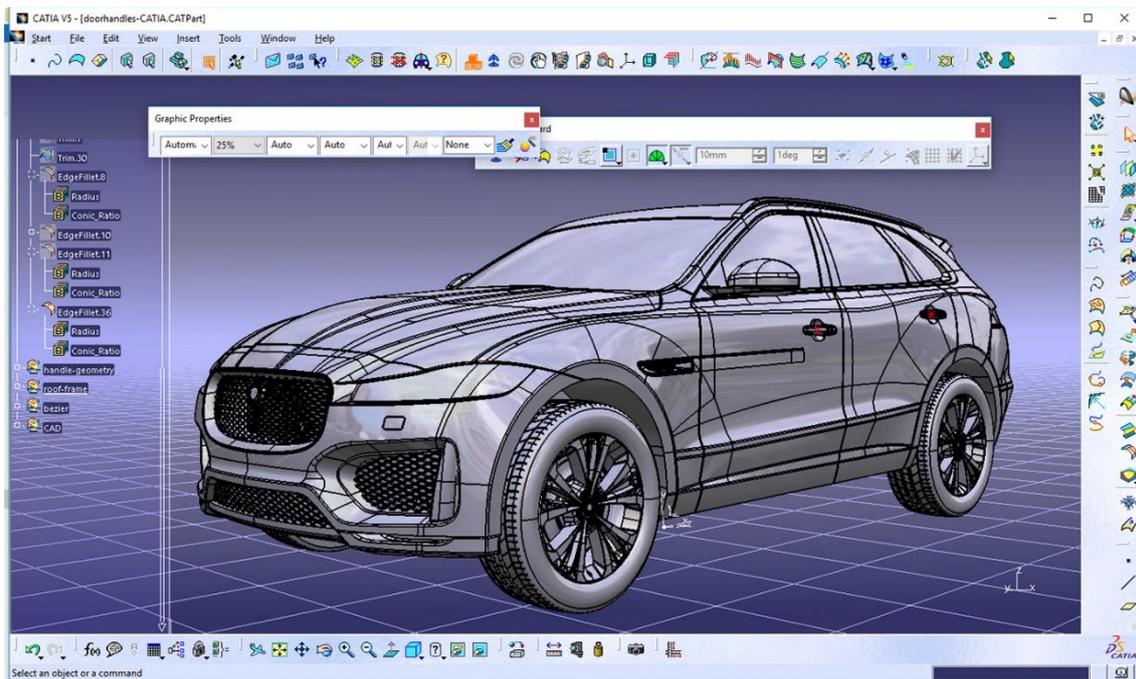


Figura 4: Jaguar F-Pace visualizzata in CATIA.

CATIA è un software parametrico, è controllato cioè esclusivamente da parametri numerici definiti dall'utente, che permettono di ottenere risultati univoci e inequivocabili ad ogni input. Un parametro, infatti, vincola un elemento o gruppo di elementi ad altri e ogni modifica, se la relazione è impostata correttamente dal progettista, trascinerà un gruppo di altre modifiche in relazione con la prima, a seconda dei vincoli stabiliti.

Se il vincolo è impostato in maniera errata, ovvero è collegato ad un elemento che non è fondamentale per la posizione o dimensione dell'elemento da modificare, la modifica non sarà soddisfacente e il progettista dovrà effettuare il collegamento corretto.

Si riporta di seguito un esempio.

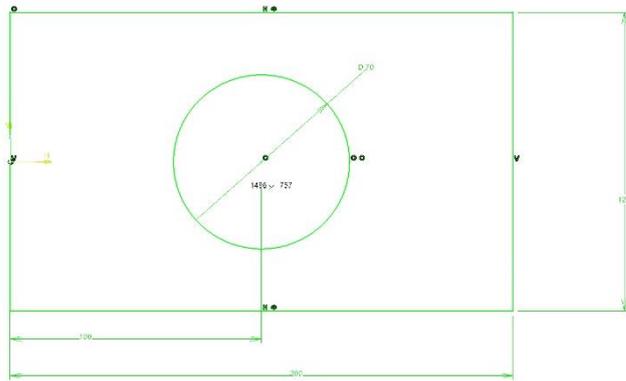


Figura 5: Sketch iniziale.

Supponiamo che l'intento del progettista fosse quello di vincolare la circonferenza al centro del rettangolo. In questa configurazione ha usato un vincolo di quota (100mm) tra il centro della circonferenza e l'asse verticale a sinistra (lo stesso da cui parte la quota della base del rettangolo) e lo ha posto numericamente pari alla metà della base del rettangolo (200mm).

In questa configurazione l'intento del progettista è rispettato.

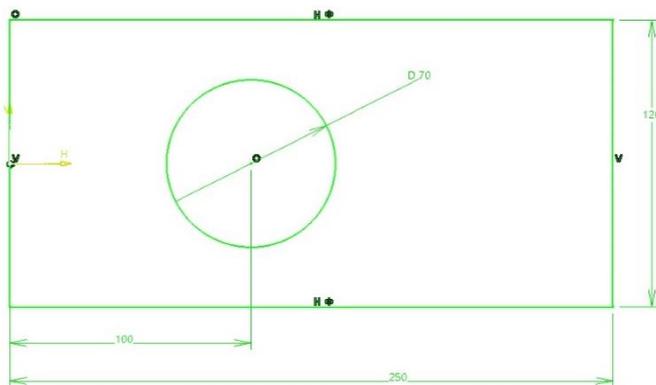


Figura 6: Sketch modificato in maniera errata.

Si voglia ora modificare lo schizzo allungando la base del rettangolo di 50mm (250mm).

Si può notare che l'intento iniziale del progettista non è ora più rispettato poiché la circonferenza non è al centro del rettangolo.

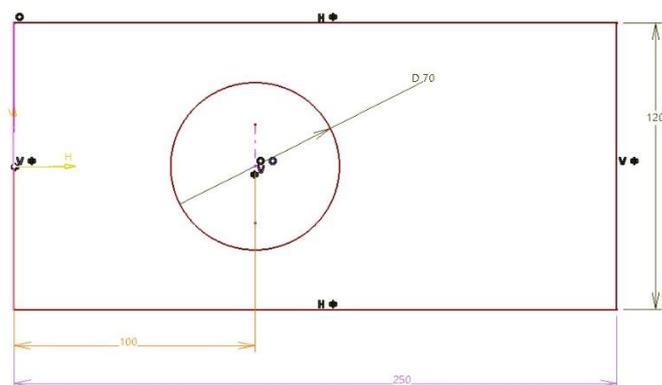
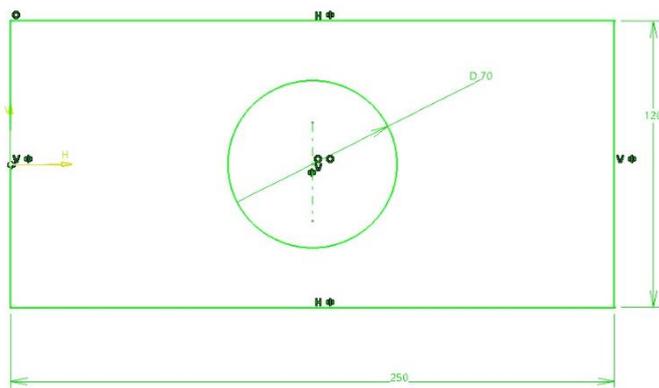


Figura 7: Sketch con vincoli ridondanti

Si può ovviare a questo problema, ad esempio, impostando la simmetria tra un asse verticale creato coincidente con il centro della circonferenza e i due lati verticali del rettangolo.

Per far ciò dobbiamo però cancellare la quota di 100mm che è stata precedentemente applicata, altrimenti il sistema segnalerà che il vincolo risulta ridondante.



Una volta eliminato il vincolo errato, il sistema seguirà correttamente ogni modifica, in linea con le intenzioni del progettista.

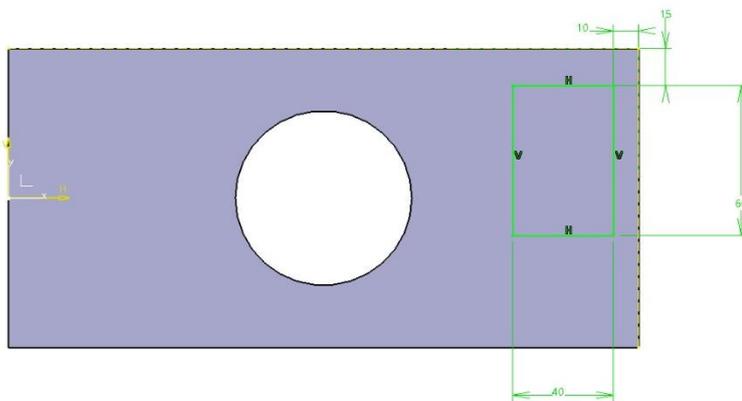
Figura 8: Sketch modificato correttamente

Questa caratteristica risulta molto utile per modificare parti molto complesse in modo rapido, senza dover modificare ogni singolo passaggio manualmente.

Un'altra caratteristica da non sottovalutare durante la modifica di progetti è la fonte dei riferimenti che si usa, in particolare la “relazione padri/ figli”.

Se una feature viene effettuata sulla base di un'altra precedente, alla modifica della prima, la seconda potrebbe non trovare più i riferimenti fondamentali e mostrare errore.

Di seguito è riportato un esempio.



Si consideri un solido realizzato a partire dallo schizzo del disegno precedente, su cui vogliamo estrarre un prisma, che vincoliamo proiettando due lati del primo prisma (lato alto e destro), come in figura 9.

Figura 9: Sketch su prisma 1.

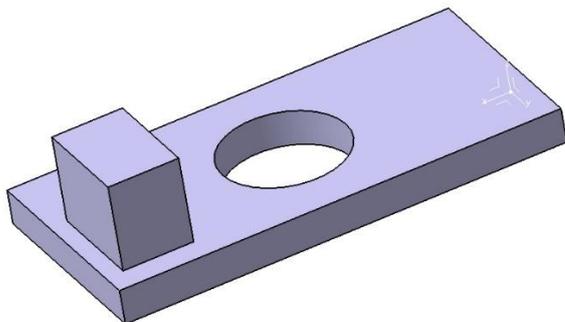


Figura 10: Prisma 1 e prisma 2.



Figura 11: Pannello "Padri e Figli" e Albero della storia.

Aprendo ora il pannello di visualizzazione "Padri e Figli" è possibile osservare che il prisma 2 nasce dallo schizzo 2, che è lo schizzo di fig. 9 che dipende quindi dal prisma 1.

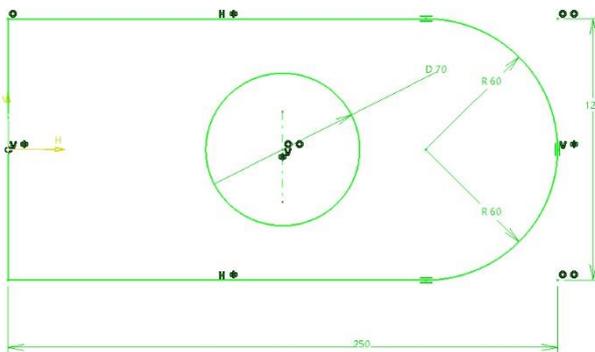


Figura 12: Modifica sketch.

Volendo modificare prisma 1 quindi, ad esempio raccordando uno dei due lati che abbiamo usato come riferimento per costruire il prisma 2, il sistema non trova più il riferimento e chiede di definirne un altro al fine di poter ripristinare prisma 2.

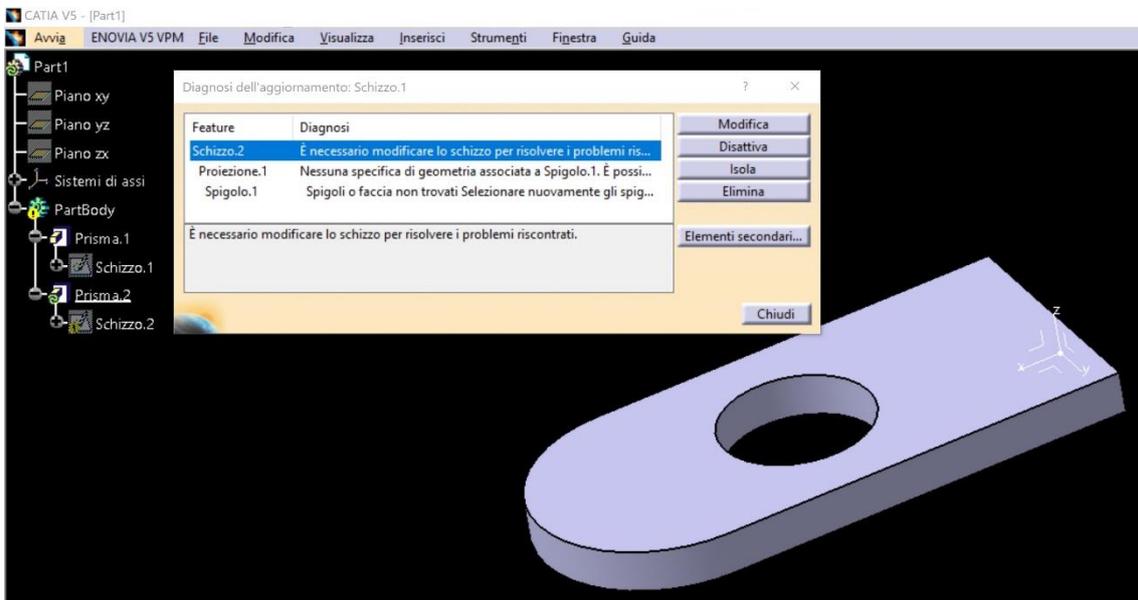


Figura 13: Finestra di errore: impossibilità da parte del programma di posizionare prisma 2.

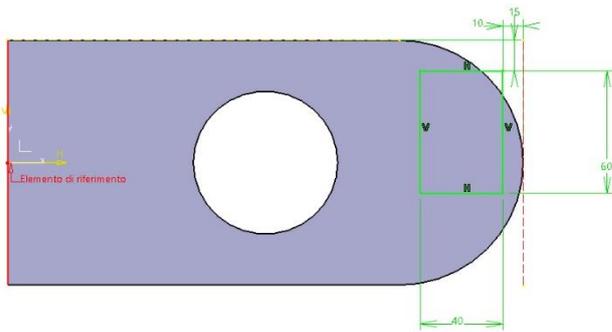


Figura 15: Definizione nuovo riferimento.

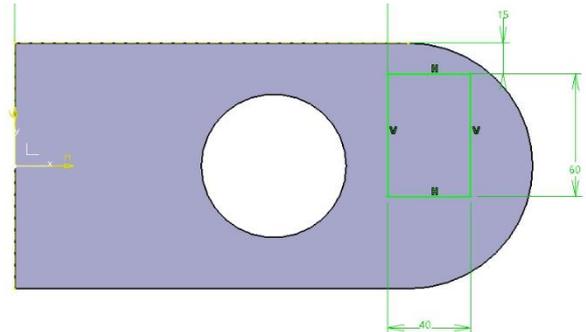


Figura 14: Modifica quote di vincolo.

Il problema si può risolvere sostituendo il riferimento ormai mancante (lato destro tratteggiato in rosso) con un nuovo riferimento ancora valido, come il lato di sinistra, modificando debitamente le quote di vincolo.

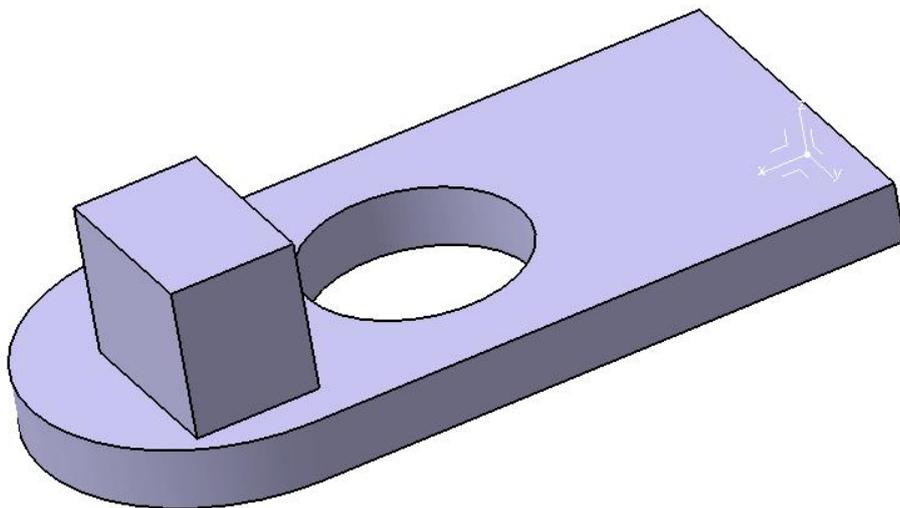


Figura 16: Pezzo risolto.

3.1 Ambiente Sketcher



L'ambiente da cui parte ogni forma è lo "schizzo" o "sketch", che consente di tracciare linee 2D per poi usarle con gli strumenti di creazioni solide o di superfici.

Lo schizzo parte dalla scelta e selezione di una superficie planare o un piano di riferimento su cui disegnare, successivamente, si traccia lo schizzo vincolando tutti gli elementi utilizzando i vari comandi di vincolo (icone A e B).

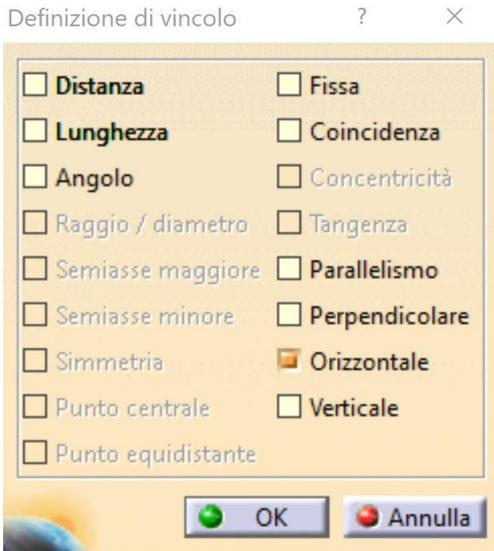


Figura 17: Vincoli manuali.

La figura 17 a sinistra mostra i vincoli possibili, a seconda degli elementi che si sono selezionati.

Fondamentale in questo ambiente, per il programma CATIA, a differenza di altri software che sono più permissivi da questo punto di vista, è l'utilizzo della proiezione (icona C) degli elementi geometrici anche solidi, creati in precedenza, come spigoli o punti, ai quali il progettista si può riferire per la definizione dei vincoli o ha la facoltà di utilizzare come elementi integranti dello schizzo.

La proiezione attiva la connessione tra i due elementi e alla modifica dell'elemento generatore (padre) seguirà un relativo aggiornamento dell'elemento figlio.

Risulta molto utile inoltre usare l'ambiente sketcher per lo studio di angoli e cinematismi poiché permette di semplificare e stilizzare strutture e vincoli cinematici.



Figura 18: Comandi ambiente Sketcher.

3.2 Ambiente Part Design



Questo ambiente è quello che consente di creare la parte vera e propria.

Iniziando fondamentalmente dagli schizzi, il progettista può conferire, per mezzo di questo ambiente, un volume alla parte, che potrà poi essere modificata secondo i comandi del programma (fig.20).



Figura 19: Albero logico.

Per ogni feature immessa, il programma riporterà gli step della sua formazione nell'albero logico (a sinistra), che tiene traccia delle gerarchie di ogni comando e mostra intuitivamente la cronologia delle lavorazioni.

Come possiamo osservare, la parte è suddivisa in body che sono i vari "pezzi" che vanno a comporre il part. C'è sempre un body principale, in questo caso quello denominato "Part Body" che ha delle caratteristiche particolari rispetto ai body secondari, specialmente per quanto riguarda le operazioni booleane.



Figura 20: Comandi ambiente Part Design.

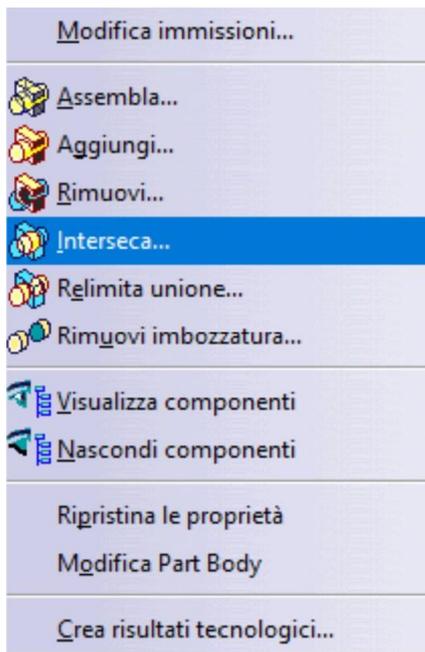


Figura 21: Menu operazioni booleane.

In un body secondario, infatti, è possibile eseguire qualsiasi operazione booleana come quelle a fianco, utilizzando il body stesso come utensile e selezionando un altro body, volendo anche quello principale, come obiettivo dell'operazione.

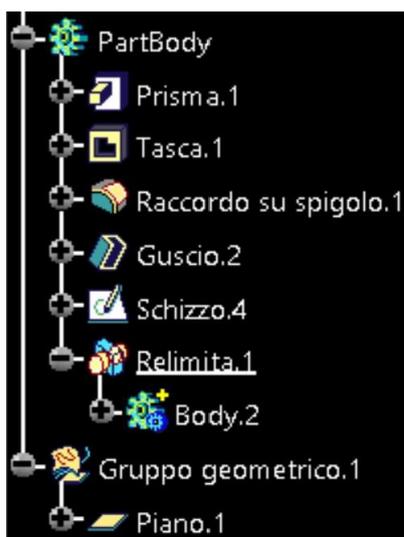


Figura 22: Operazione booleana visualizzata su albero logico.

Il risultato lo troveremo ben rappresentato nell'albero logico e in questo caso si legge come: operazione booleana di relimitazione eseguita sul PartBody utilizzando Body.2 (figura 22).

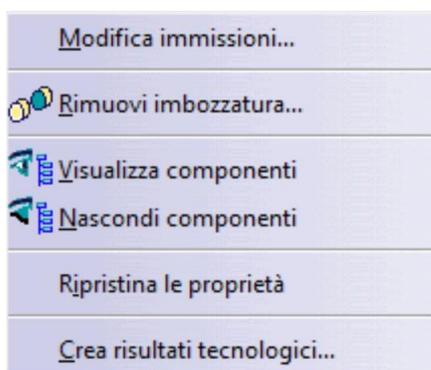


Figura 23: Menu operazioni booleane body principale (PartBody).

Il menu a tendina partente dal body principale, invece, è privo di tutte le operazioni booleane, ad eccezione del comando di rimozione dell'imbozzatura poiché non richiede la presenza di un altro body per funzionare.



Figura 24: Menu modifica.

Per effettuare modifiche, anche importanti, senza sconvolgere eccessivamente l'albero logico e evitando così errori, risulta di grande utilità il comando "Scansione e Definizione in oggetto di lavoro", che fornisce la possibilità di navigare attraverso la cronologia delle features e scegliere il punto cronologico esatto dove si vuole inserire una nuova feature.



Figura 25: "Scansione e Definizione in oggetto di lavoro".

Ciò permette di aggiungere, sottrarre e modificare i volumi dopo altre feature che, in ogni caso, nella cronologia dell'albero logico, risulteranno successive.

3.3 Ambiente Analisi



Un altro ambiente di cui è importante parlare è quello che consente di analizzare strutturalmente ciò che si è disegnato nell'ambiente part design. Nel file part, dunque, risulta necessario che sia specificato il materiale del pezzo in modo da fornire al programma tutti i valori utili per calcolare le tensioni.

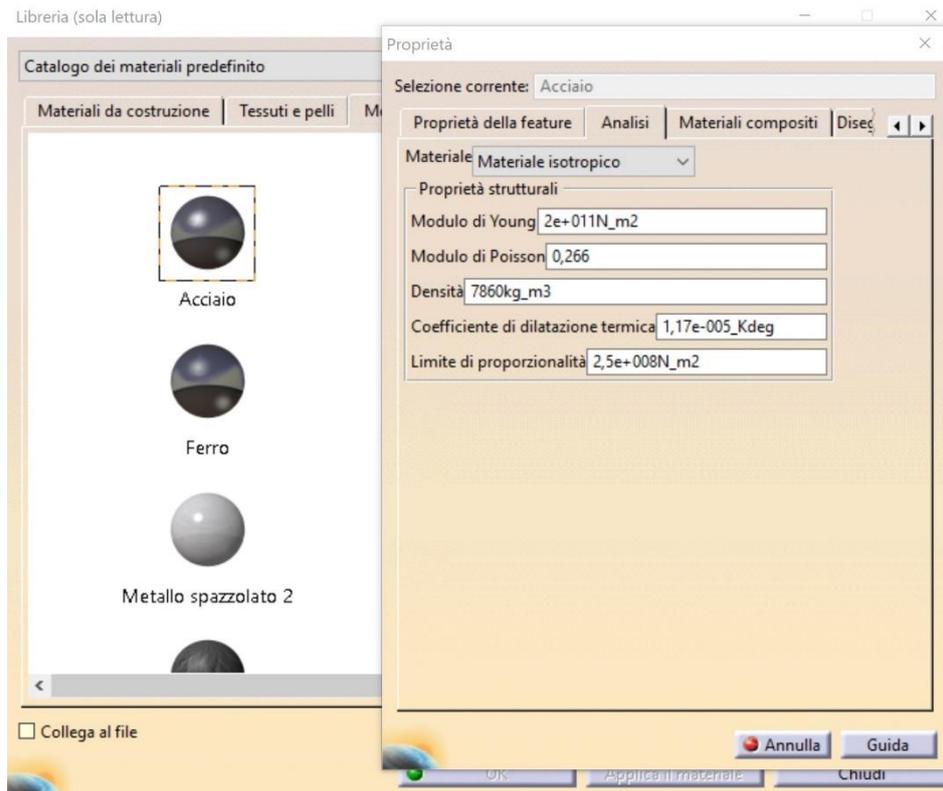


Figura 26: Finestra di scelta materiale.

Il programma fornisce dei materiali comuni predefiniti di cui, in ogni caso, l'utente può modificare i parametri meccanici o definire un nuovo materiale da capo.

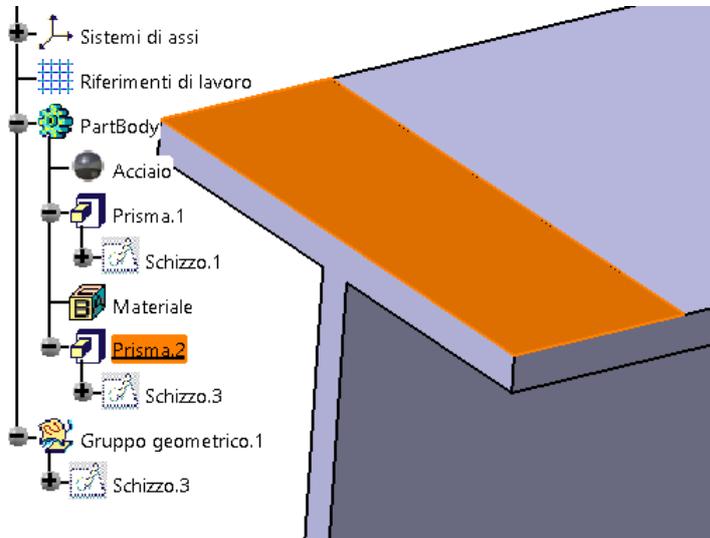
In particolare, all'analisi sono necessari:

- il modulo di elasticità di Young, che esprime il rapporto tra tensione e deformazione nel caso di condizioni di carico mono assiale ed in caso di comportamento di tipo "elastico" del materiale;
- il modulo di Poisson, che rappresenta il grado in cui il campione di materiale si restringe o si dilata trasversalmente in presenza di una sollecitazione monodirezionale longitudinale.



Figura 27: Comandi ambiente analisi.

Il passo successivo è quello di scegliere le superfici sulle quali applicare le forze o definire come incastrate al telaio. A tal proposito, nell'analisi di un componente, le superfici devono essere già delimitate in fase di disegno nel part design, poiché altrimenti risulterà impossibile definire la superficie di applicazione desiderata.



In questa immagine è possibile notare come si sia aggirato questo problema di definizione della porzione di superficie andando a creare un prisma di altezza 0,1 mm sul profilo, in modo che non distorca il calcolo ma riesca a farci definire la superficie desiderata.

Figura 28: Prisma per definizione superficie.

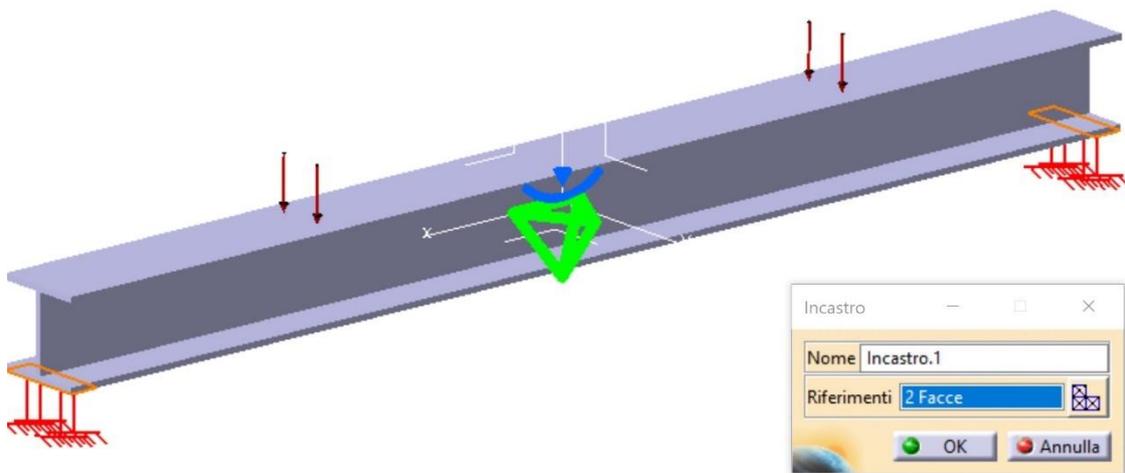


Figura 30: Parte con carichi applicati.

Definiamo successivamente le superfici create per l'incastro (in rosso chiaro di fig. 30) e quelle per la forza distribuita (in rosso scuro di fig. 30).

Le possibilità di applicazione dei carichi del programma sono molteplici tra cui applicazione di momenti, pressioni, carichi di cuscinetto.

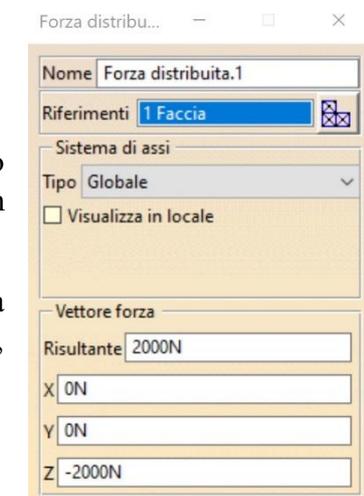
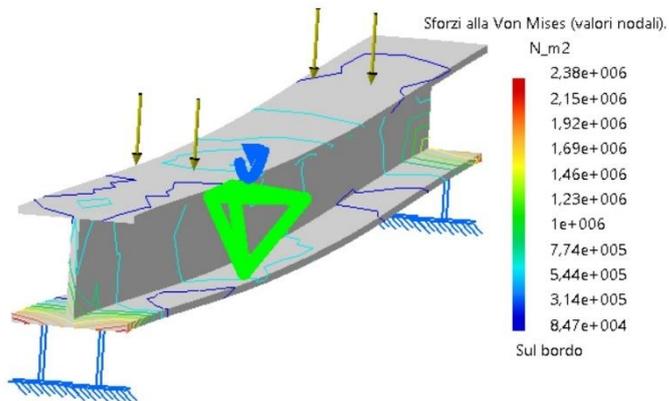
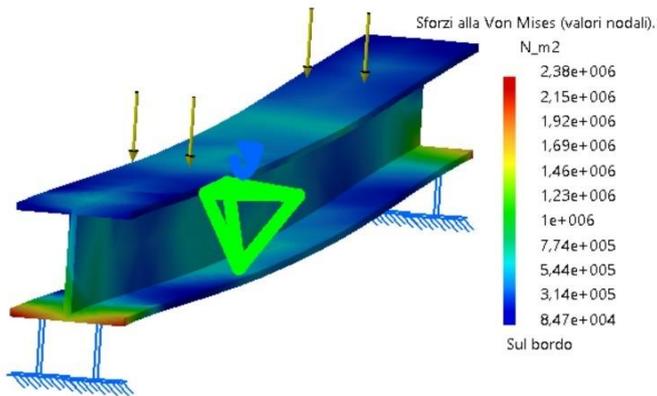
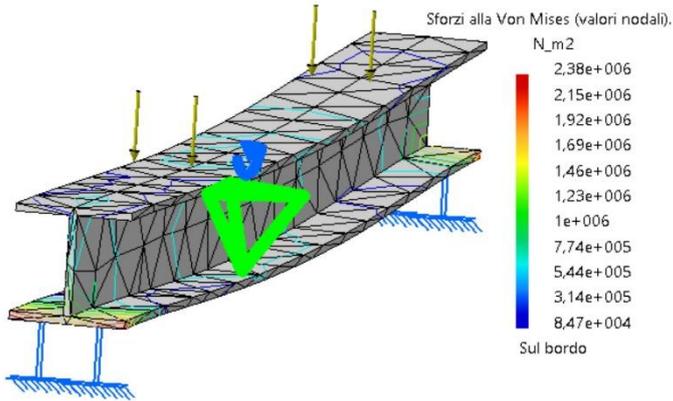


Figura 29: Applicazione forza distribuita.



Una volta fatto partire il calcolo, ci sono diverse possibilità di rappresentazione del risultato, a seconda della modalità selezionata.

Per il calcolo, il pezzo viene scomposto in un numero finito di piramidi a base triangolare, visibili nella prima figura, il cui numero (modificabile) è direttamente proporzionale alla sensibilità di calcolo.

Nella rappresentazione del risultato è presente anche la deformazione, che si può amplificare di un fattore a scelta e animare per mezzo di un comando apposito, creando un file video.

4 Analisi ad elementi finiti

L'analisi degli elementi finiti (FEA) è la simulazione di un dato fenomeno fisico utilizzando la tecnica numerica chiamata Metodo degli Elementi Finiti (FEM). Si utilizzano i software FEA per ridurre il numero di prototipi fisici ed esperimenti e ottimizzare i componenti nella fase di progettazione per sviluppare prodotti migliori, più velocemente e risparmiando sui costi.

È necessario utilizzare la matematica per comprendere e quantificare in modo completo qualsiasi fenomeno fisico come il comportamento strutturale o dei fluidi, il trasporto termico, la propagazione delle onde, la crescita delle cellule biologiche, ecc. La maggior parte di questi processi sono descritti utilizzando le equazioni differenziali parziali (PDE). Tuttavia, per consentire a un computer di risolvere queste PDE, negli ultimi decenni sono state sviluppate tecniche numeriche e una delle più importanti, oggi, è l'analisi degli elementi finiti.

Le equazioni differenziali non descrivono solo i fenomeni naturali, ma anche i fenomeni fisici incontrati nella meccanica ingegneristica. Queste equazioni alle derivate parziali (PDE) sono equazioni complicate che devono essere risolte per calcolare quantità rilevanti di una struttura (come sollecitazioni (σ), deformazioni (ϵ), ecc.) per stimare il comportamento strutturale sotto un dato carico. È importante sapere che FEA fornisce solo una soluzione approssimata al problema, ed è un approccio numerico per ottenere il risultato reale di queste equazioni differenziali parziali. FEA è dunque un metodo numerico utilizzato per prevedere il comportamento di una parte o di un assieme in determinate condizioni. Viene utilizzato come base per i moderni software di simulazione e aiuta a trovare punti deboli, aree di tensione, ecc.

Il nome deriva dal fatto che il corpo di cui si studia la deformazione viene suddiviso in un certo numero di elementi di dimensioni finite, interconnessi attraverso i nodi, che garantiscono la continuità fisica del corpo. Per ogni elemento viene calcolata la matrice di rigidità, cioè una matrice che mette in relazione le forze applicate ai nodi di ogni elemento con gli spostamenti degli stessi nodi. Le varie matrici elementari vengono composte per formare la matrice di rigidità complessiva del corpo discretizzato, rispettando le condizioni di compatibilità degli spostamenti dei nodi e di equilibrio degli stessi.

L'espressione formale dell'equazione di governo per i corpi deformabili continui risultata dal principio dei lavori virtuali è:

$$M\ddot{u} = F_{ext} - F_{int}$$

Con: \ddot{u} = vettore di accelerazione per tutti i nodi;

F_{ext} = vettore delle forze esterne applicate;

F_{int} = il vettore delle forze interne;

M la matrice di masse diagonale.

L'equazione di governo può essere integrata utilizzando diversi tipi di formulazione e diversi metodi d'integrazione. In seguito, saranno presentati solo alcuni elementi generali che riguarda questi vari metodi.

4.1 Formulazione di Lagrange

In una formulazione Lagrange ogni particella del corpo, è caratterizzata da coordinate iniziali e tempo, dalle quali è possibile ottenere le coordinate attuali:

$$x = x(x_0, y_0, z_0, t)$$

$$y = y(x_0, y_0, z_0, t)$$

$$z = z(x_0, y_0, z_0, t)$$

In una rappresentazione Lagrange con elementi finiti, le variabili dipendenti indicheranno la posizione dei nodi della rete che si confondono con quelli dei punti fisici materiali; quindi, avremo lo spostamento della mesh insieme al materiale.

4.2 Formulazione di Eulero

La formulazione di Eulero è opposta a quella di Lagrange:

$$v_x = v_x(x, y, z, t)$$

$$v_y = v_y(x, y, z, t)$$

$$v_z = v_z(x, y, z, t)$$

In questo caso le variabili dipendenti sono le velocità, la rete con gli elementi non si sposta, ma si spostano i punti materiali verso la rete stazionaria.

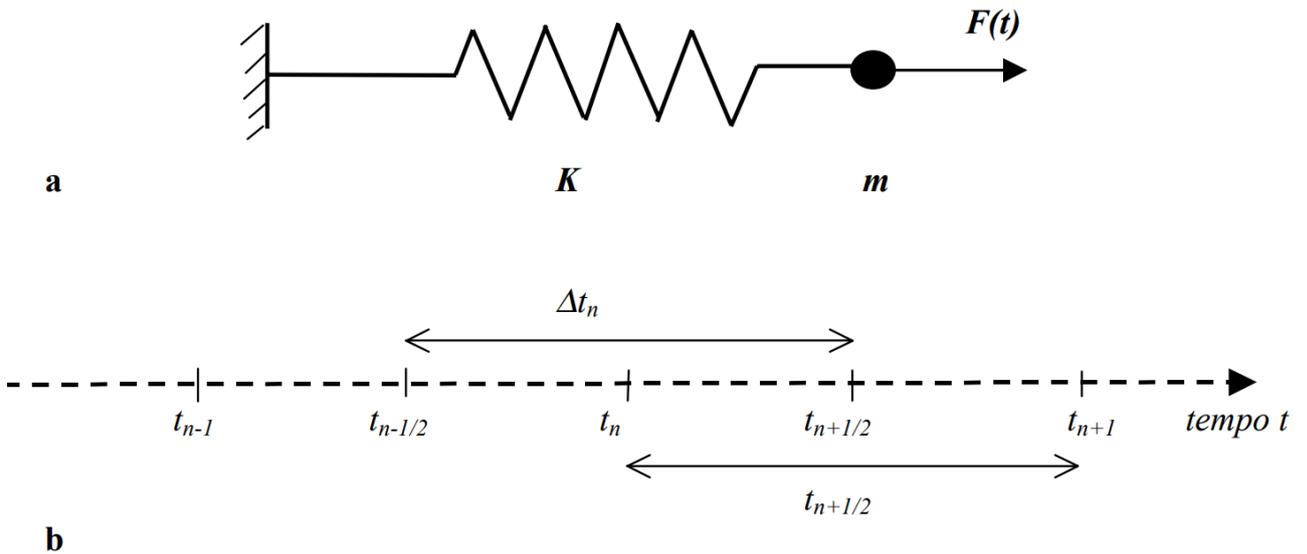
4.3 Formulazione arbitraria Lagrange-Eulero

Questo modo di formulazione combina i due tipi di formulazioni presentate prima. In questo caso la rete con gli elementi finiti si sposta in accordo con lo spostamento definito di utilizzatore e il materiale fluisce sopra lo spostamento della mesh.

Vediamo di seguito due metodi per l'integrazione.

4.4 Approccio di integrazione esplicita

Per esemplificare questo metodo d'integrazione si considera un sistema elastico oscillatorio che ha una massa m una costante k e una forza esterna $F(t)$, figura a, e una asse di tempo discretizzata, figura b.



L'equazione che esprime l'equilibrio dinamico del sistema elastico è un'equazione differenziale:

$$m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) + k \cdot x = F(t)$$

In questa equazione si considerano conosciuti: x_n e $(dx/dt)_{n-1/2}$ e bisogna trovare x_{n+1} e $(dx/dt)_{n+1/2}$.

L'equilibrio dinamico al tempo t_n è espresso dalla prossima equazione:

$$m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right) + k \cdot x = F_n - k \cdot x_n$$

Come la parte destra è conosciuta in questo caso si può applicare la differenza centrale:

- (a) $\left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_n = m^{-1} (F_n - k \cdot x_n)$
- (b) $\left(\frac{dx}{dt} \right)_{n+1/2} = \left(\frac{dx}{dt} \right)_n + \Delta t_n \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_n$
- (c) $x_{n+1} = x_n + \Delta t_{n+1/2} \left(\frac{dx}{dt} \right)_{n+1/2}$

Che sono valide quando:

$$\Delta t_n < \sqrt{\frac{2m}{k}}$$

Dove m è la massa nodale e k rigidità nodale, oppure la forza necessaria per ottenere un'unità di spostamento nella direzione del grado di libertà considerato. Questo nel caso tutti i nodi vicini fossero fissi nella situazione di una struttura con più di un grado di libertà. Risulta che bisogna fare attenzione al modo in quale viene scelto Δt in tale modo da rispettare la condizione:

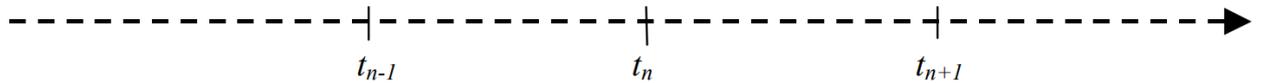
$$\Delta t_{n+1/2} = t_{n+1} - t_n$$

$$\Delta t_{n=t_{n+1/2}} - t_{n-1/2}$$

In conclusione, si può affermare che quest'approccio è stabile ma in modo condizionato.

4.5 Approccio di integrazione implicita

Si considera lo stesso sistema elastico illustrato in figura precedente e un'asse di tempo discretizzato come in figura.



L'equazione differenziale di riferimento è:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = F$$

In questo caso si conoscono: x_n e $(dx/dt)_n$.

Bisogna trovare: x_{n+1} e $(dx/dt)_{n+1}$. L'equilibrio dinamico al momento t_{n+1} è espresso da:

$$m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_{n+1} + kx_{n+1} = F_{n+1}$$

in cui x_{n+1} non è conosciuto.

Anziché cercare una soluzione diretta per x_{n+1} e $(d^2 x/dt^2)_{n+1}$ in questo caso si usano le prossime relazioni di sostituzione:

$$\left(\frac{dx}{dt} \right)_{n+1} = (x_{n+1} - x_n) / \Delta t$$

$$\left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_{n+1} = \left[\left(\frac{dx}{dt} \right)_{n+1} - \left(\frac{dx}{dt} \right)_n \right] / \Delta t$$

In questo modo si ottiene:

$$\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_{n+1} = (x_{n+1} - 2x_n + x_{n-1})/(\Delta t)^2$$

Che sostituendo nell'equazione precedente si ottiene:

$$\left(\frac{m}{\Delta t^2} + k\right) \cdot x_{n+1} = F_{n+1} - \frac{m}{\Delta t^2} (2x_n - x_{n-1})$$

La quale può essere risolta dallo spostamento sconosciuto al tempo t_{n+1}

$$x_{n+1} = \left(\frac{m}{\Delta t^2} + k\right)^{-1}$$

Quest'approccio d'integrazione lavora indipendente dal valore di Δt e quindi stabile senza nessuna condizione.

Il passo di tempo, Δt , in un'analisi implicita sarà da 100 fino a 1000 volte maggiore da quello utilizzato in un'analisi esplicita. Comunque, l'incremento di tempo in un'analisi esplicita è piccolo, e approssimazioni per spostamenti piccoli sono giustificate nel corso di un incremento. Questo non è valido in un'analisi implicita. Per risolvere il sistema di equazioni nel metodo implicito bisogna fare iterazioni e imporre condizioni di convergenza, non necessarie nel metodo esplicito.

4.6 Convergenza mesh

Uno dei problemi più trascurati nella meccanica computazionale che influiscono sulla precisione è la convergenza delle mesh. Ciò è correlato a quanto piccoli devono essere gli elementi per garantire che i risultati di un'analisi non siano influenzati dalla modifica della dimensione delle mesh.

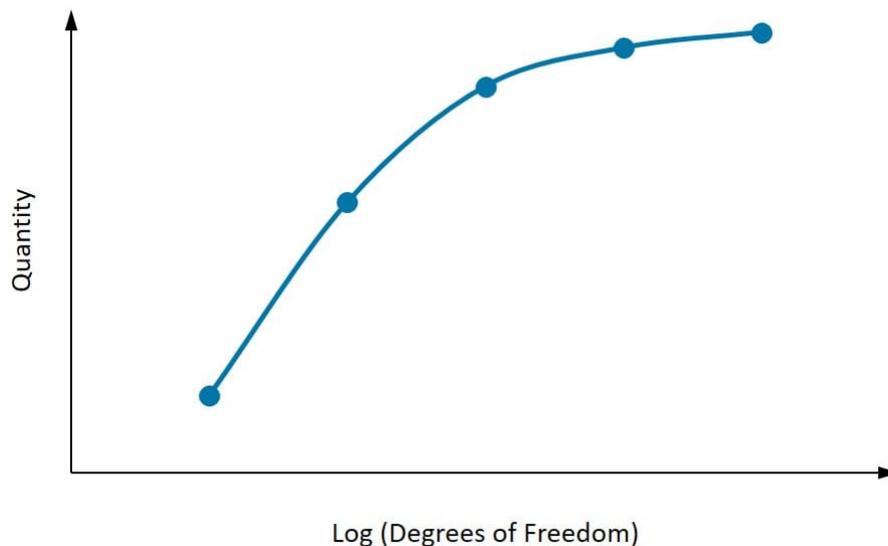


Grafico 1: Convergenza di una quantità con Gradi di Libertà (DOF) crescenti. La quantità sembra stabilizzarsi con l'aumento del DOF ed è un buon segno di convergenza.

Il grafico sopra mostra la convergenza di una quantità con un aumento dei gradi di libertà. Come illustrato nella figura, è importante prima identificare la quantità di interesse. Devono essere considerati almeno tre punti e all'aumentare della densità delle mesh, la quantità di interesse inizia a convergere verso un determinato valore. Se due successivi perfezionamenti delle mesh non cambiano sostanzialmente il risultato, allora si può presumere che il risultato sia convergente.

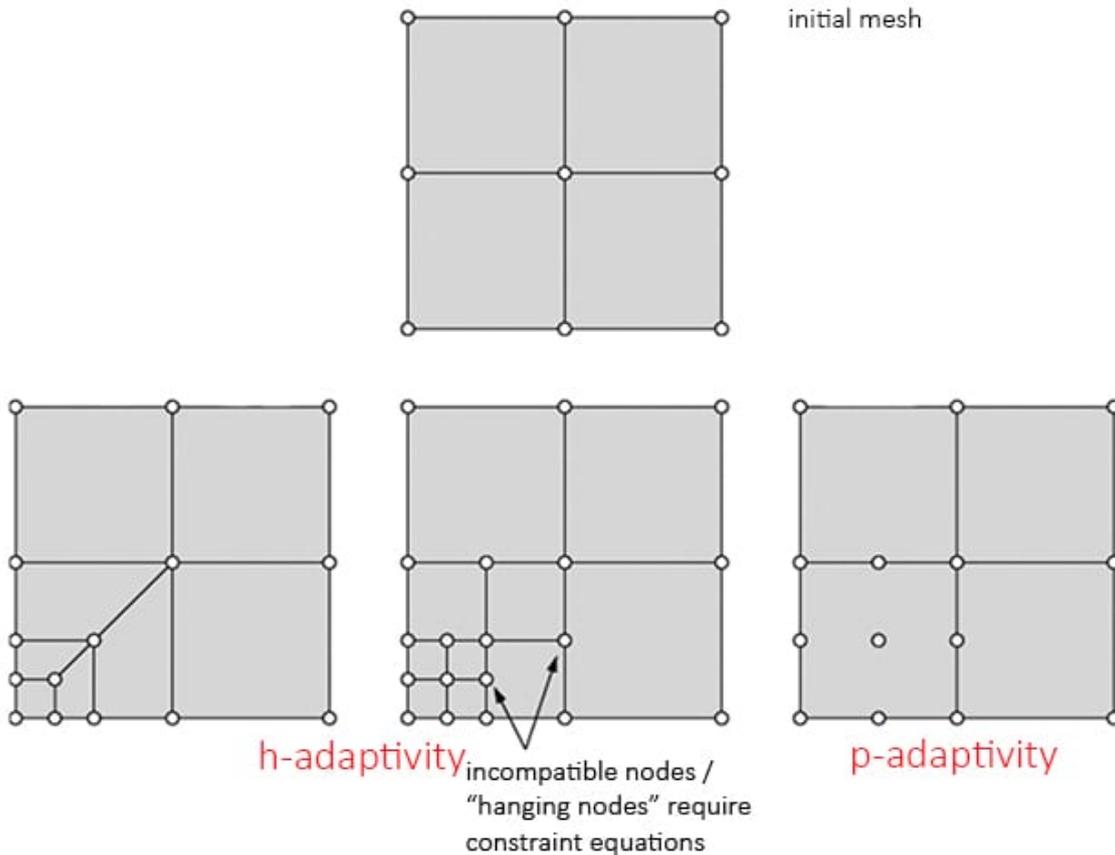


Figura 31: Il perfezionamento della mesh utilizzando il tipo h e il tipo p aiuta a raggiungere la convergenza più velocemente.

Entrando nella questione del raffinamento delle mesh, non è sempre necessario che la mesh nell'intero modello sia rifinita.

Il Principio di St. Venant impone che le sollecitazioni locali in una regione non influenzino le sollecitazioni altrove. Quindi, da un punto di vista fisico, il modello può essere affinato solo in particolari regioni di interesse e inoltre avere una zona di transizione da mesh grossolana a fine. Esistono due tipi di raffinamento (h e p-raffinamento) come mostrato nella figura sopra. h-raffinamento si riferisce alla riduzione delle dimensioni dell'elemento, mentre p-raffinamento riguarda l'aumento dell'ordine dell'elemento.

Qui è importante distinguere tra effetto geometrico e convergenza delle mesh, specialmente quando la mesh di una superficie curva utilizzando elementi dritti (o lineari)

richiederà più elementi (o perfezionamento della mesh) per catturare esattamente il confine.

Il perfezionamento della mesh porta a una significativa riduzione degli errori:

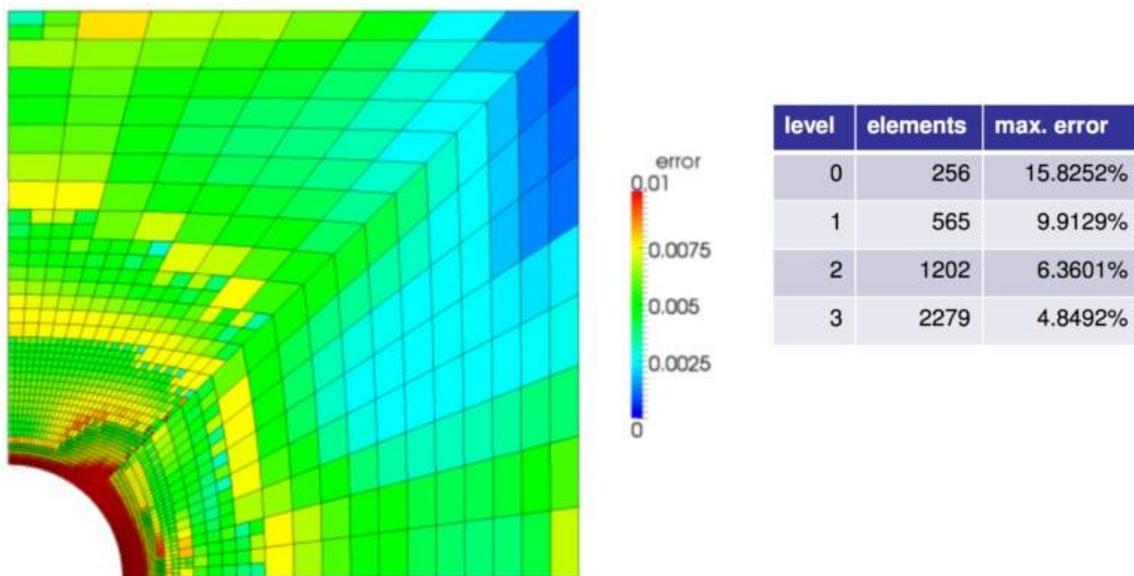


Figura 32: Applicazione pratica di Mesh Refinement. È necessaria un'elevata densità di elementi per catturare caratteristiche geometriche complesse insieme a grandi gradienti variabili.

Un perfezionamento come questo può consentire un aumento della convergenza delle soluzioni senza aumentare le dimensioni del problema complessivo da risolvere.

4.7 Tipi di Analisi e utilizzi

L'analisi degli elementi finiti è iniziata come una significativa promessa nella modellazione di diverse applicazioni meccaniche relative all'ingegneria aerospaziale e civile. Le applicazioni del Metodo degli Elementi Finiti hanno appena iniziato a esprimere il loro potenziale.

Una delle prospettive più entusiasmanti è la sua applicazione a problemi accoppiati come l'interazione fluido-struttura; problemi termomeccanici, termochimici, termochimio-meccanici piezoelettrici, ferroelettrici, elettromagnetici e altri ambiti rilevanti:

Statico

Con l'analisi statica è possibile analizzare strutture statiche lineari e quasi statiche non lineari. In un caso lineare con un carico statico applicato, è necessario solo un singolo passaggio per determinare la risposta strutturale. È possibile prendere in considerazione la non linearità geometrica, di contatto e del materiale. Un esempio è un cuscinetto portante di un ponte.

Dinamico

L'analisi dinamica consente di analizzare la risposta dinamica di una struttura che ha subito carichi dinamici in un intervallo di tempo specifico. Per modellare i problemi strutturali in modo realistico, puoi anche analizzare gli impatti dei carichi e gli spostamenti. Un esempio è l'impatto di un cranio umano, con o senza casco.

Modale

Le autofrequenze e gli automodi di una struttura dovuti alla vibrazione possono essere simulati utilizzando l'analisi modale. La risposta di picco di una struttura o di un sistema sotto un dato carico può essere simulata con l'analisi armonica. Un esempio è l'avviamento di un motore.

5 Banco prova motore

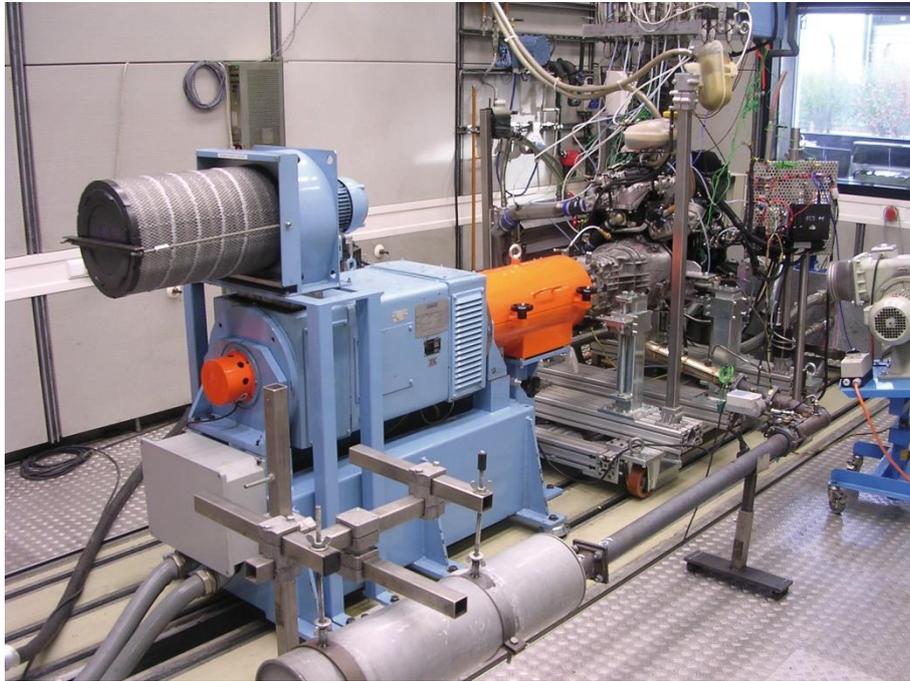


Figura 33: Banco prova.

Il banco prova è uno strumento di misura, progettato per il rilevamento delle caratteristiche meccaniche dei motori; della potenza, della coppia motrice e dei consumi. Permettono di rilevarne le caratteristiche nei diversi regimi di funzionamento dal regime minimo fino a quello massimo consentito dalle caratteristiche intrinseche (o dal limitatore di giri montato su quasi tutti i motori endotermici a partire dagli anni Settanta).

Un banco prova è essenzialmente costituito da un dispositivo in grado di applicare una coppia resistente modulabile all'asse del motore in prova; questa si basa su vari tipi di freno che possono essere meccanici, idraulici o elettrici a correnti parassite. Un banco di tipo semplice è costituito da un basamento, che prende il nome di base sismica, dove viene fissato il motore da provare. Al suo albero, il punto da cui esso trasmette il moto, (di norma l'albero secondario del cambio per i motori motociclistici e l'albero motore per i motori da autotrazione) viene collegato un dispositivo di freno dinamometrico. Questo è supportato sul suo asse da cuscinetti ben dimensionati; è flottante ed al naturale movimento che assumerebbe se lasciato libero si contrappone il sistema di misura dalla coppia, che può essere meccanico (bilancia) o elettronico (cella di carico o flangia torsionometrica).

Un modulo elettronico elabora e raccoglie le grandezze espresse dalla cella di carico e/o dal rilevatore del numero di giri del volano. Il funzionamento di questi dispositivi frenanti è basato sul principio delle "correnti parassite" o "correnti di Foucault", che vengono generate dal movimento di parti metalliche all'interno di un campo magnetico

producendovi una modificazione di flusso, cui corrisponde una forza frenante (perciò si parla di freni elettromagnetici).

5.1 Freni a correnti parassite

- Il rotore è una ruota dentata a denti dritti dall'alta permeabilità magnetica, calettato direttamente sull'albero del freno.
- Lo statore è a carcassa oscillante, analogamente a quello di un freno idraulico, ed è situato su cuscinetti collegati con la base fissa del freno. All'estremità esterna dello statore, sulle due facce circolari, vi sono due anelli di materiale ferromagnetico che vengono alimentate in corrente da una bobina e raffreddati da un sistema che asporta calore.

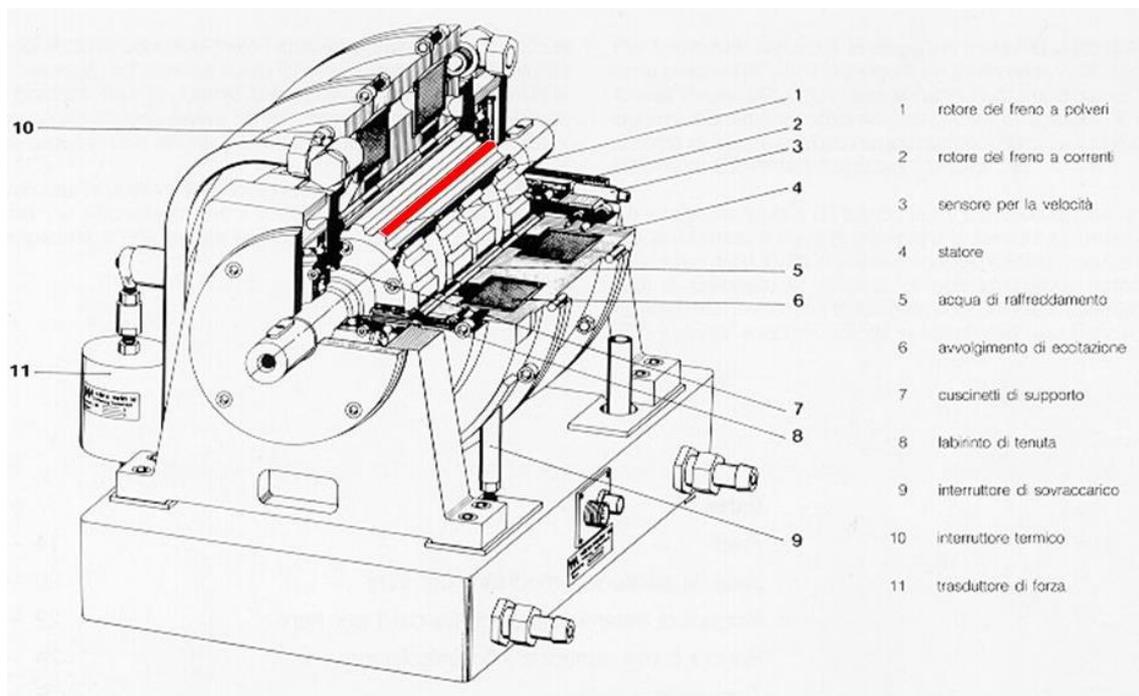


Figura 34: Freno a correnti parassite.

L'avvolgimento dello statore viene alimentato in corrente continua producendo un campo magnetico con concentrazione di flusso in corrispondenza dei denti del rotore, che si magnetizza e smagnetizza alternativamente, al passaggio di un dente. L'oscillazione sinusoidale del campo magnetico genera correnti sullo statore (correnti parassite) che sviluppano un'azione frenante sul rotore. Le sezioni di materiale ferromagnetico sono raffreddate mediante una serie di condotti che permettono il passaggio di acqua di raffreddamento. In questo caso le correnti parassite metterebbero in rotazione lo statore che però è bloccato dal dinamometro per la misura della coppia. Il campo magnetico generato dal rotore ha un'oscillazione sinusoidale dipendente dal numero dei denti. Si alimenta l'intensità delle correnti parassite, dando più o meno corrente alla bobina. Il traferro tra lo statore e il rotore deve essere il più piccolo possibile per incrementare al massimo la coppia frenante ottenibile. I motori veloci possono avere più rotori in serie.

5.2 Cella di carico

La cella di carico è costituita da un insieme di estensimetri a resistenza, uniti a formare un ponte di Wheatstone (fig. 33) e racchiusi in una custodia metallica di protezione. Il ponte di Wheatstone permette di misurare con ottima precisione il valore di $\Delta V = v_{ab}$, ottenibile come misura indiretta:

$$\text{con } v_a = v_s \times R_1 / (R_1 + R_2)$$

$$\text{e } v_b = v_s \times R_x / (R_3 + R_x)$$

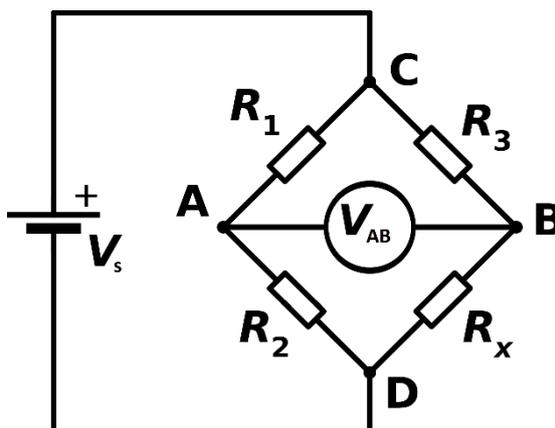


Figura 35: Ponte di Wheatstone.

$$v_{ab} = v_a - v_b = v_s \times \left(\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_x}{R_3 + R_x} \right)$$

con R_x variabile ma non nota, R_1 e R_3 sono resistori di valore fisso e noto, mentre il resistore R_2 è variabile (noto anch'esso).

La relazione, nel caso ci sia una condizione di equilibrio, dei due resistori del lato conosciuto $\frac{R_2}{(R_2 + R_1)}$ è uguale alla relazione delle altre due resistenze del lato non noto $\frac{R_x}{(R_x + R_3)}$, quindi la differenza di potenziale elettrico tra i due punti intermedi (v_{ab}) sarà nulla e pertanto non circolerà corrente elettrica, in condizioni di equilibrio:

$$R_x = (R_2 \times R_3) / R_1$$

Se i valori delle resistenze R_1 , R_2 e R_3 si conoscono con molta precisione, il valore di R_x può essere determinato con accuratezza. Piccole variazioni nel valore di R_x romperanno l'equilibrio e saranno chiaramente identificati da una variazione di tensione tra i capi a e b.

La forza da misurare deforma leggermente l'estensimetro (R_x) provocando una variazione proporzionale alla forza stessa, il segnale che ne deriva (dell'entità di pochi millesimi di Volt) viene amplificato ed elaborato, e permette di ricavare il valore della forza, della coppia motrice (noto il braccio), da questo valore assieme al numero di giri rilevati, si risale al valore della potenza sviluppata dal propulsore nel dato momento.

5.3 Ambiente di test

Per poter effettuare una prova corretta bisogna adoperare vari accorgimenti:

- Ventilatori, per il raffreddamento del motore del mezzo in prova;
- Slitta regolabile, per il fissaggio del veicolo sul banco;
- Computer, che serve a visualizzare e registrare i risultati delle prove.

Inoltre, l'intero complesso deve essere installato in un locale con atmosfera controllata, ossia il più possibile omogenea e indipendente dal periodo dell'anno e dalle condizioni meteo, ciò per evitare difformità di misurazione dovute a variazioni di temperatura, pressione atmosferica o tasso di umidità tanto grandi da non poter rientrare nel range ammesso dai pur validi software per la correzione dei fattori ambientali.

6 Progetto

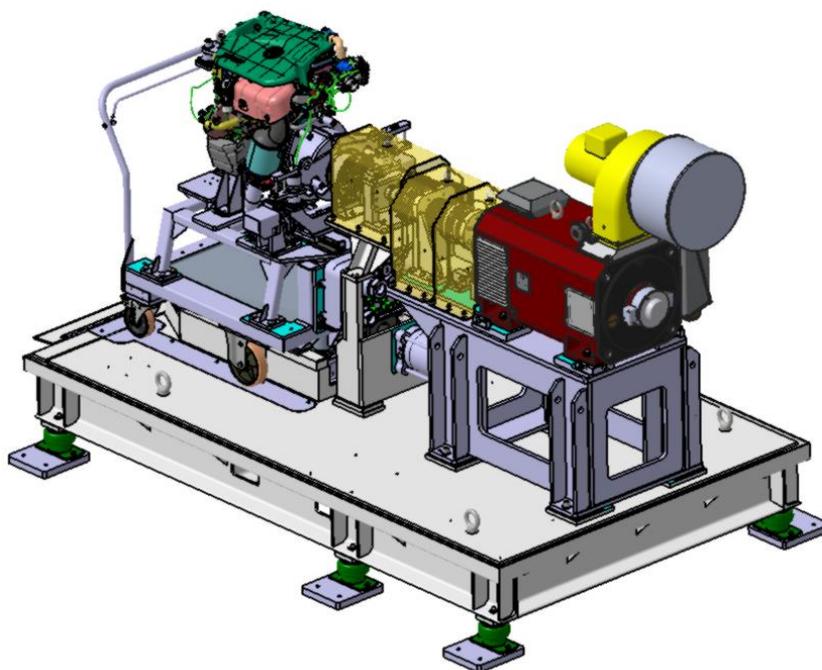


Figura 37: Vista isometrica banco prova motore.

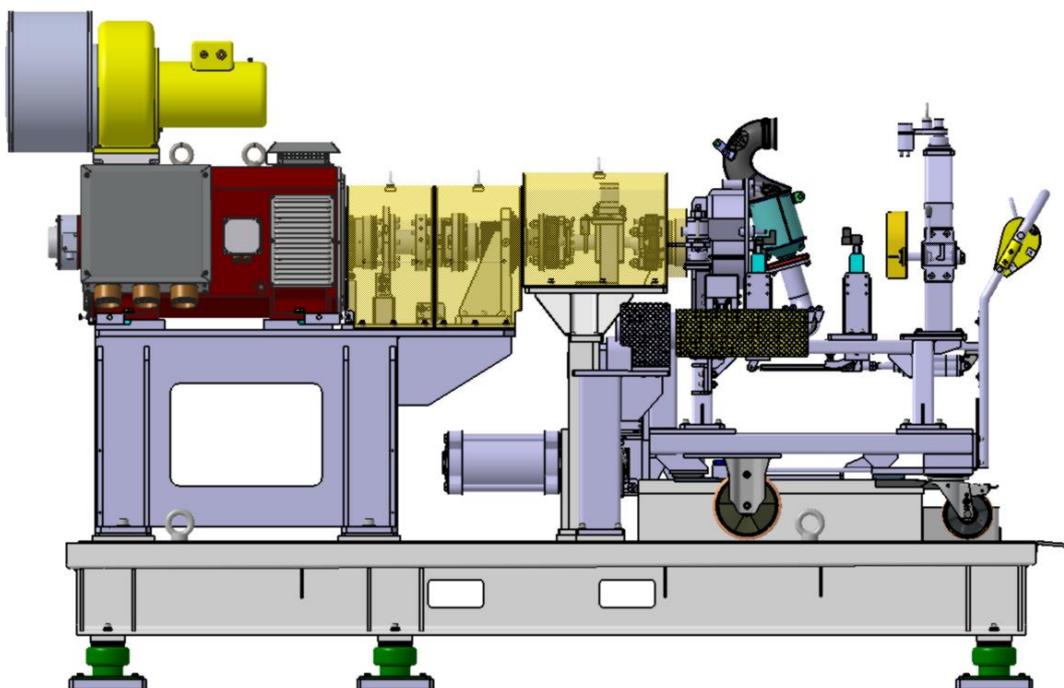


Figura 36: Vista laterale banco prova motore.

L'azienda mi ha proposto di rivedere e modificare un progetto da loro abbozzato per la prova di un motore di piccola cilindrata così da poter ospitare uno specifico motore diverso, di cilindrata e peso superiore.

In particolare, il banco prova originale è stato progettato per un motore dal peso di 895 N mentre il peso del nuovo motore da testare era di 1190 N.

6.1 Fase di studio

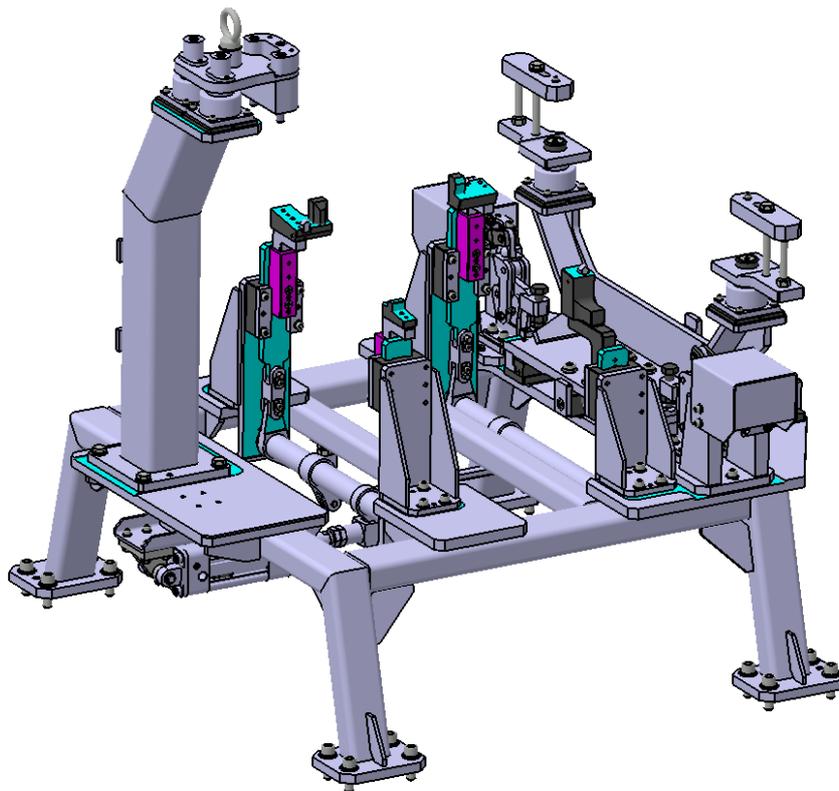


Figura 38: Pallet e organi di sollevamento motore.

La zona eventualmente da modificare, riguardava la sede del motore, composta da un pallet su cui si fissano i supporti motore, a sua volta collegato tramite bullonatura a un carrello con ruote.

La fase di studio ha interessato in particolar modo il cinematismo che il pallet contiene: il motore doveva poter essere sollevato di 24,519 mm, a partire dalla posizione di trasporto fino a quella di prova, in modo che l'asse del volano coincidesse con l'asse del freno dinamometrico.

Il sistema di sollevamento è composto da un pistone, bullonato al pallet tramite una staffa, che spinge una manovella collegata rigidamente ad un albero, a sua volta rigidamente

collegato a una manovella, che per mezzo di una coppia prismatica trasmette il moto a una biella.

Infine, il moto viene trasmesso ad un'asta vincolata, per mezzo di una guida, in modo da potersi spostare unicamente con una traslazione verticale, che consente quindi di alzare il motore tramite gli appoggi.

Questa serie di accoppiamenti è presente ad entrambe le estremità dell'albero.

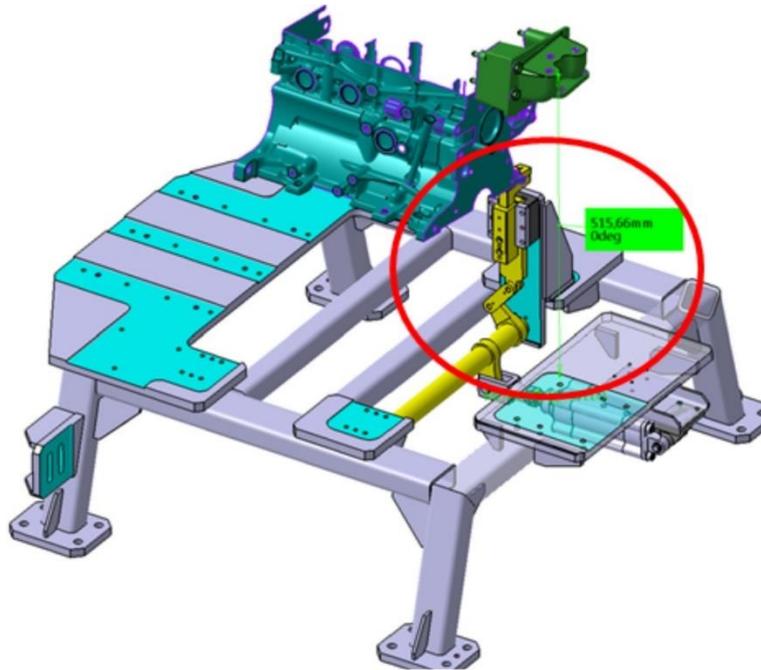


Figura 39: Configurazione iniziale.

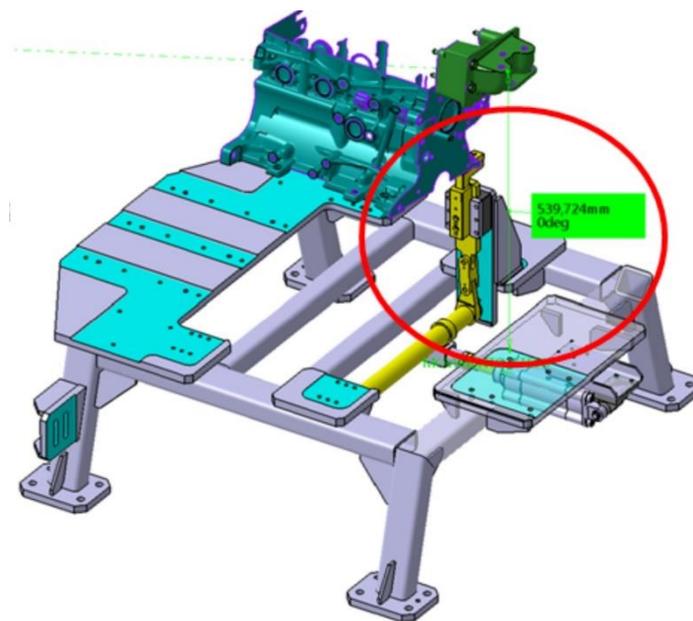


Figura 40: Configurazione finale.

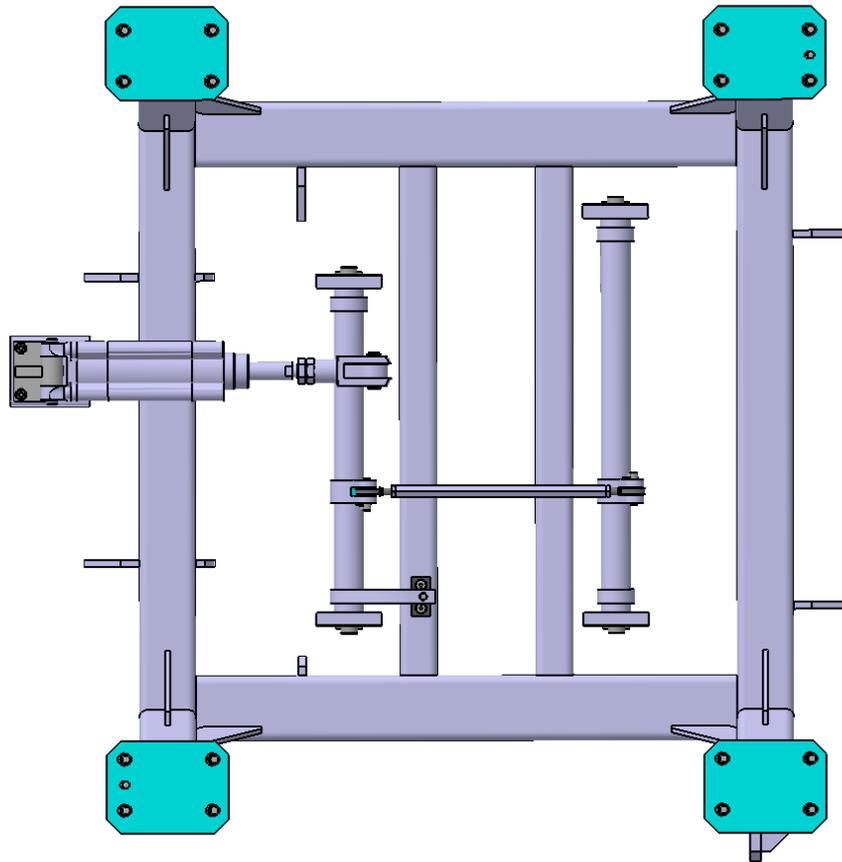


Figura 41: Sistema di sollevamento - vista dal basso. Sono visibili i due alberi collegati da un punteone.

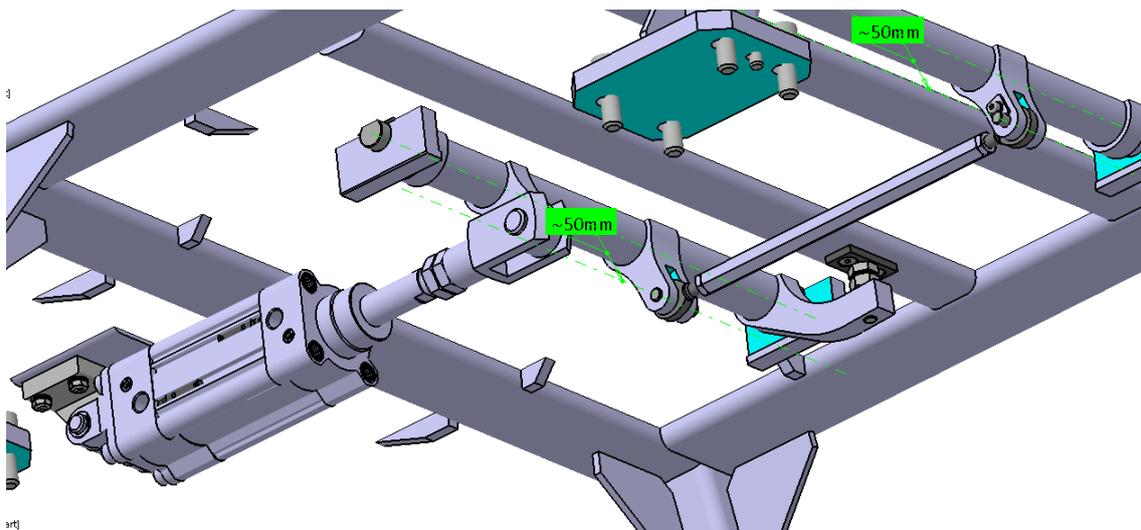


Figura 42: Sistema di sollevamento.

La coppia all'albero, inoltre, viene trasmessa tramite manovella e punteone ad un altro asse poiché i punti di appoggio sono quattro ma, dato che le dimensioni delle manovelle e

delle bielle si equivalgono, possiamo semplificare senza alcun errore riducendo i carichi a un solo manovellismo.

Di seguito schizzi per studio angoli e cinematici realizzati da sezioni.

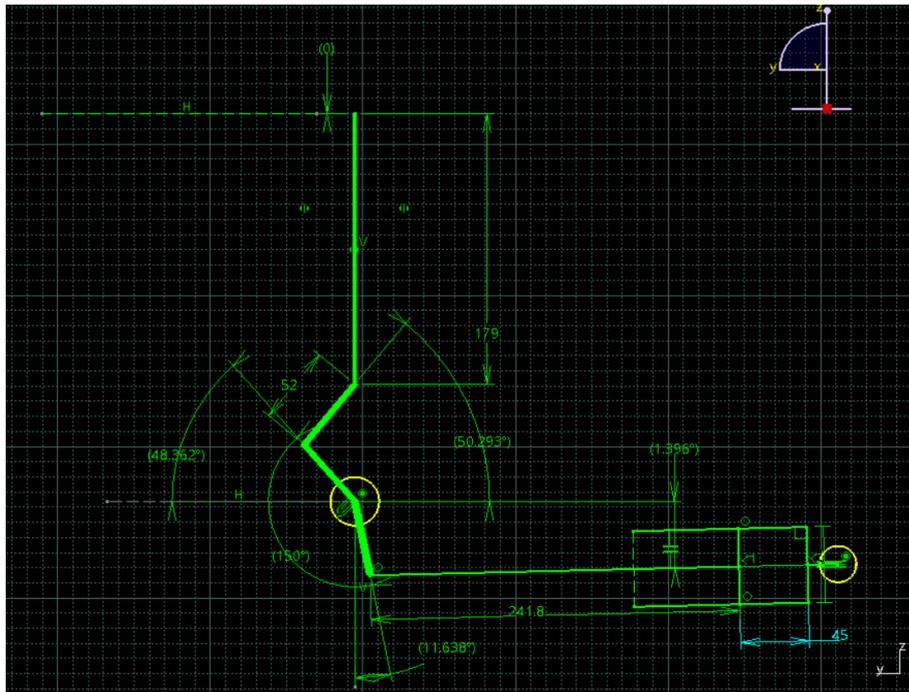


Figura 43: Sketch CATIA posizione iniziale.

Il cerchio in giallo più grande è concentrico all'albero che è vincolato a ruotare su sé stesso mantenendo l'angolo tra le manovelle costante a 150° durante la rotazione.

Come si può osservare, l'angolo di spinta del pistone rispetto all'orizzontale, che è massimo in posizione iniziale, misurando solo $1,4^\circ$ si può approssimare a 0 in sede di calcolo.

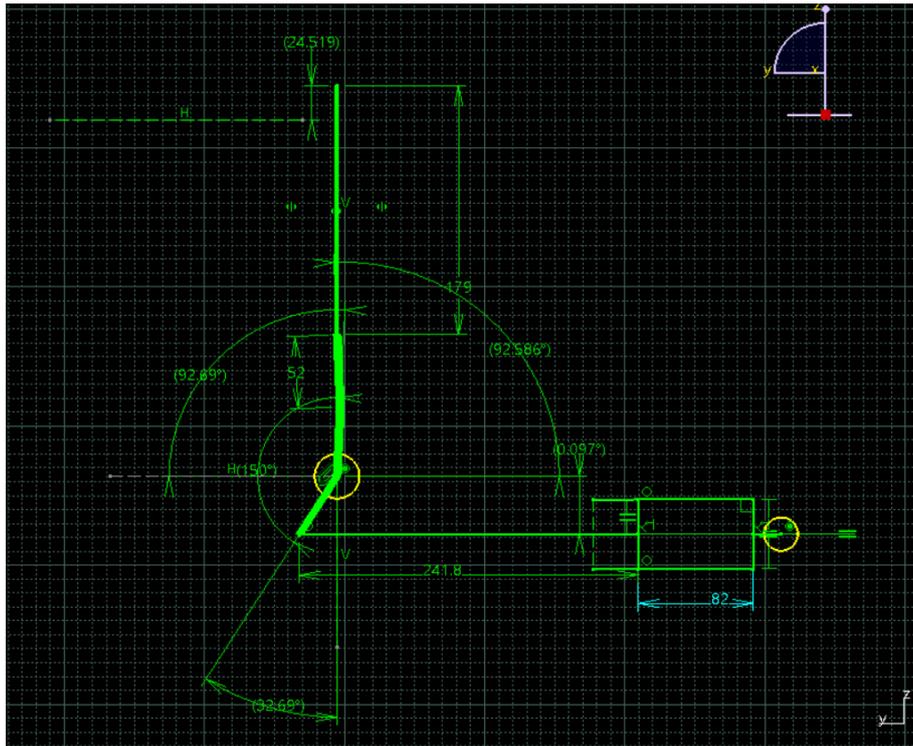


Figura 44: Sketch CATIA posizione finale.

In posizione finale, è possibile notare come la manovella formi un angolo maggiore di 90° con l'orizzontale (angolo che chiameremo β , qui pari a 92.89°). Questa soluzione è stata adottata per impedire il ritorno spontaneo una volta terminato il movimento.

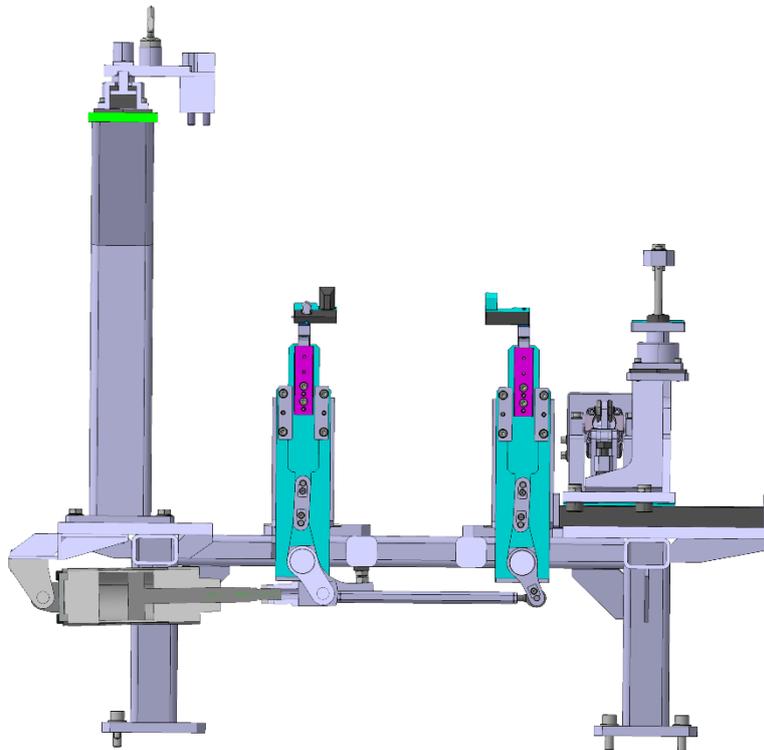


Figura 45: Sezione cinematica.

6.2 Calcolo

Lo schema cinematico è rappresentabile schematicamente come di seguito.

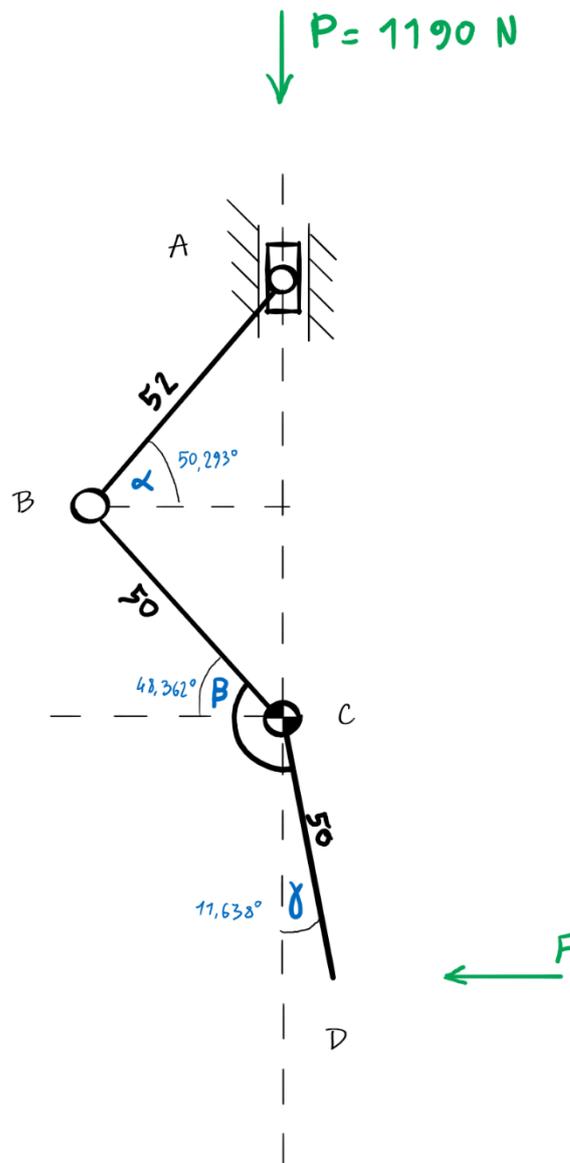


Figura 46: Schema cinematico.

Occorre calcolare la forza F massima durante tutto il moto del cinematismo (da $\beta = 48^\circ$ a $\beta = 92^\circ$) che il pistone deve fornire per alzare un motore di $P = 1190$ N così da dimensionare in modo corretto il sistema successivamente.

Come situazione istantanea per ricavare la formula che lega forza e peso consideriamo per comodità la posizione di riposo iniziale, della quale abbiamo estrapolato gli angoli utilizzando delle proiezioni sul 3D di CATIA (figure 43, 44, 45).

Per prima cosa calcoliamo i gradi di libertà della struttura utilizzando la formula di Grubler:

$$n = 3(m - 1) - 2c_1 - c_2$$

Dove:

- n è il numero di gradi di libertà;
- m è il numero di corpi rigidi compreso il telaio;
- c_1 numero di coppie cinematiche di classe "1" (rotoidali, prismatiche);
- c_2 numero di coppie cinematiche di classe "2" (camme piane).

Il cinematismo è composto da: un'asta BCD che svolge la funzione di manovella, l'asta BA che è la biella, e il corsoio posto in A.

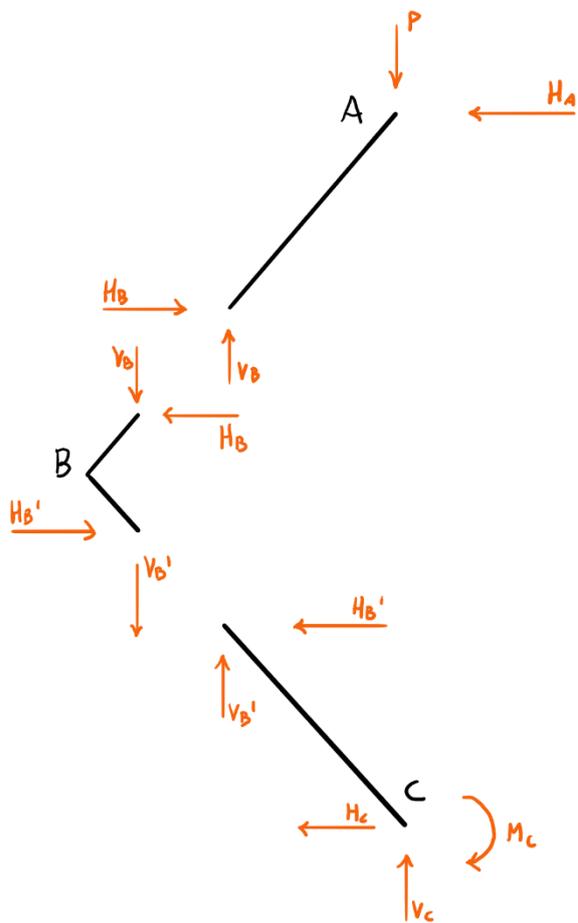
Nel caso specifico, m è pari a 4, c_1 è pari a 4 (3 coppie rotoidali, una coppia prismatica) e c_2 è uguale a 0. Quindi si ha:

$$n = 3(4 - 1) - 2(4) = 1$$

La struttura ha dunque un solo grado di libertà.

Si procede ora con il calcolo ipotizzando i versi delle reazioni vincolari e scrivendo le relazioni di equilibrio per ogni asta e per il nodo.

N. B. Per questioni di praticità nel calcolo è stata convertita l'applicazione della forza F al pezzo di asta CD con un momento $M_c = F \cdot 50 \cos \gamma$.



Asta AB:

$$\begin{cases} -P + V_B = 0 \\ H_B - H_A = 0 \\ -H_A \sin \alpha + P \cos \alpha = 0 \end{cases}$$

Nodo B:

$$\begin{cases} V_B + V_B' = 0 \\ -H_B + H_B' = 0 \end{cases}$$

Asta BC:

$$\begin{cases} -H_B' - H_C = 0 \\ V_B' + V_C = 0 \\ M_C + H_C 50 \sin \beta - V_C 50 \cos \beta = 0 \end{cases}$$

Da questi sistemi si ottiene:

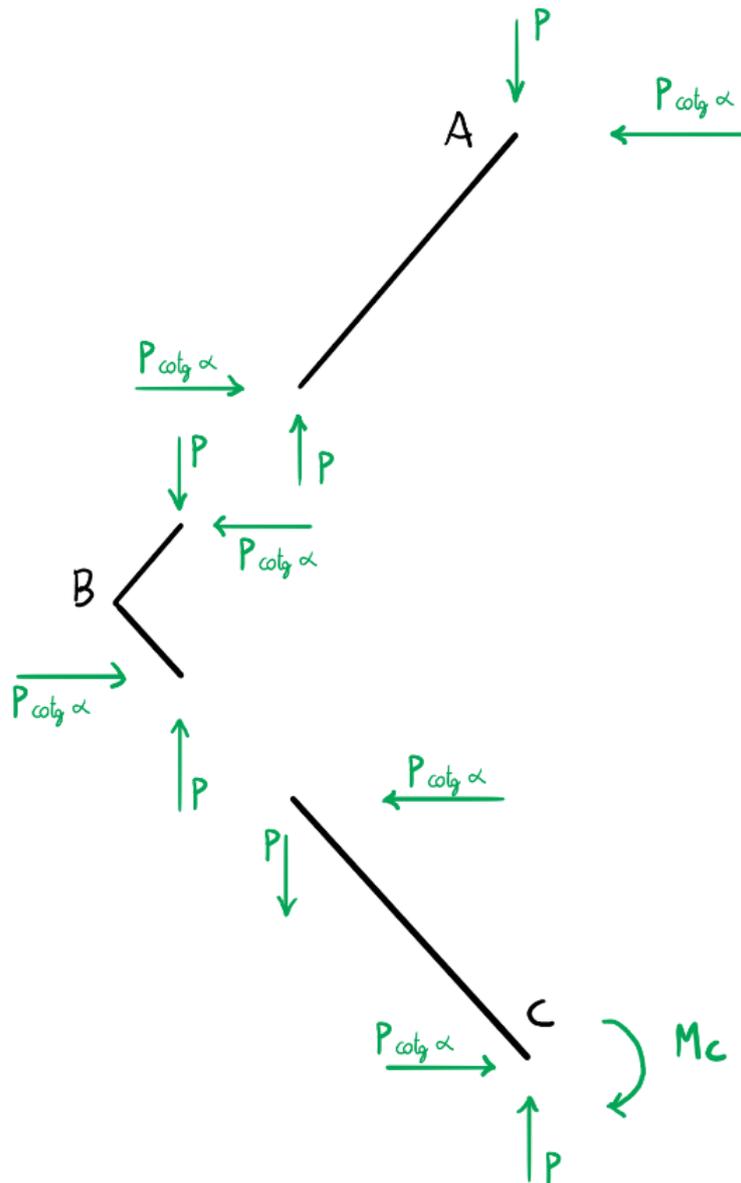
$$V_B = -V_B' = V_C = P$$

$$H_A \sin \alpha = P \cos \alpha \quad \text{da cui} \quad H_A = P \cot \alpha = 0,83 P$$

$$H_B = H_A = H_B' = -H_C = P \cot \alpha$$

$$M_C = 0,83P \cdot 50 \sin \beta + 50 \cos \beta = 50 P (0,83 \cdot \sin \beta + \cos \beta)$$

Di seguito lo schema con I vincoli reali.



Ricordando ora che:

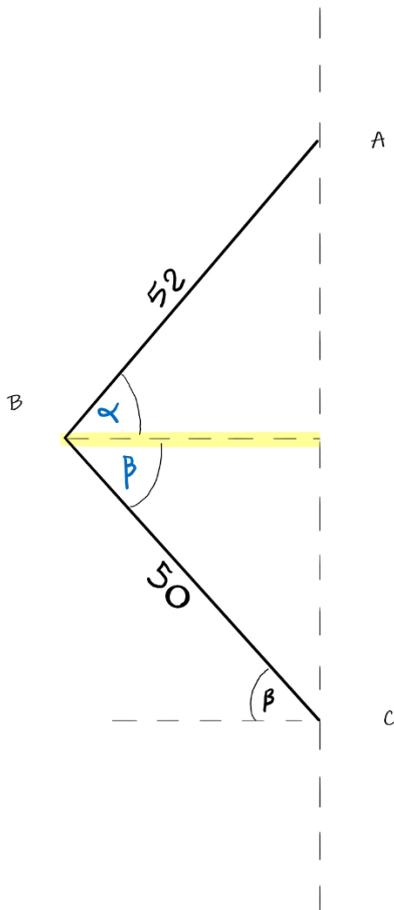
$$M_c = 50 P (0,83 \cdot \sin \beta + \cos \beta) = F \cdot 50 \cos \gamma$$

Otteniamo:

$$F = \frac{P(\cotg \alpha \cdot \sin \beta + \cos \beta)}{\cos \gamma}$$

Che permette di trovare la F conoscendo tutti e tre gli angoli, avendo però la struttura un solo grado di libertà, sappiamo che gli angoli sono tra loro dipendenti e possiamo notare quindi, dalle figure 43 e 44 come l'angolo γ non sia altro che $60^\circ - \beta$.

Per trovare l'angolo α in funzione di β occorre avvalersi di un altro schema:



Si noti come l'angolo β e l'angolo α siano in realtà adiacenti in questa configurazione e siano infatti separate da un segmento che altro non è che la proiezione di biella e manovella su un asse parallelo all'asse orizzontale e passante per la cerniera in B (evidenziato in giallo).

Si ha dunque:

$$52 \cos \alpha = 50 \cos \beta$$

$$\frac{\cos \beta}{\cos \alpha} = \frac{52}{50} = 1,04$$

Da cui:

$$\cos \alpha = \frac{\cos \beta}{1,04} = 0,96 \cos \beta$$

$$\alpha = \arccos \left(\frac{\cos \beta}{1,04} \right) = \arccos (0,96 \cos \beta)$$

Sostituendo $\cos \alpha$, α e γ alla formula della forza avremo:

$$F = \frac{P \left(\frac{0,96 \cos \beta \sin \beta}{\sin [\arccos (0,96 \cos \beta)]} + \cos \beta \right)}{\cos (60^\circ - \beta)} \quad (1)$$

Che è la formula che lega la forza F al peso P ed è valida per tutti gli angoli di lavoro.

Rimane da verificare l'andamento della forza dato il peso $P = 1190 \text{ N}$, per ogni angolo di lavoro e per fare ciò ci si avvale del programma Microsoft Excel.

Di seguito la tabella e il grafico relativo al cinematismo.

RAD	β	P	cos (β)	sen (β)	cos (60°- β)	arccos (cos (β)*0.96)	Forza
0,837758	48	1190	0,669131	0,743145	0,978147601	0,873215678	1571,835
0,855211	49	1190	0,656059	0,75471	0,981627183	0,889479164	1537,173
0,872665	50	1190	0,642788	0,766044	0,984807753	0,905774758	1502,601
0,890118	51	1190	0,62932	0,777146	0,987688341	0,922100606	1468,105
0,907571	52	1190	0,615661	0,788011	0,990268069	0,938454977	1433,673
0,925025	53	1190	0,601815	0,798636	0,992546152	0,954836249	1399,293
0,942478	54	1190	0,587785	0,809017	0,994521895	0,971242903	1364,95
0,959931	55	1190	0,573576	0,819152	0,996194698	0,987673511	1330,631
0,977384	56	1190	0,559193	0,829038	0,99756405	1,004126735	1296,322
0,994838	57	1190	0,544639	0,838671	0,998629535	1,020601312	1262,008
1,012291	58	1190	0,529919	0,848048	0,999390827	1,037096055	1227,673
1,029744	59	1190	0,515038	0,857167	0,999847695	1,053609842	1193,302
1,047198	60	1190	0,5	0,866025	1	1,070141614	1158,879
1,064651	61	1190	0,48481	0,87462	0,999847695	1,08669037	1124,389
1,082104	62	1190	0,469472	0,882948	0,999390827	1,103255161	1089,813
1,099557	63	1190	0,45399	0,891007	0,998629535	1,119835086	1055,135
1,117011	64	1190	0,438371	0,898794	0,99756405	1,136429291	1020,337
1,134464	65	1190	0,422618	0,906308	0,996194698	1,153036963	985,4012
1,151917	66	1190	0,406737	0,913545	0,994521895	1,169657327	950,3094
1,169371	67	1190	0,390731	0,920505	0,992546152	1,186289646	915,0422
1,186824	68	1190	0,374607	0,927184	0,990268069	1,202933214	879,58
1,204277	69	1190	0,358368	0,93358	0,987688341	1,219587355	843,9028
1,22173	70	1190	0,34202	0,939693	0,984807753	1,236251424	807,9896
1,239184	71	1190	0,325568	0,945519	0,981627183	1,252924799	771,819
1,256637	72	1190	0,309017	0,951057	0,978147601	1,269606885	735,3689
1,27409	73	1190	0,292372	0,956305	0,974370065	1,286297107	698,6161
1,291544	74	1190	0,275637	0,961262	0,970295726	1,302994912	661,537
1,308997	75	1190	0,258819	0,965926	0,965925826	1,319699764	624,1068
1,32645	76	1190	0,241922	0,970296	0,961261696	1,336411147	586,2999
1,343904	77	1190	0,224951	0,97437	0,956304756	1,353128559	548,0895
1,361357	78	1190	0,207912	0,978148	0,951056516	1,369851512	509,4478
1,37881	79	1190	0,190809	0,981627	0,945518576	1,386579533	470,3459
1,396263	80	1190	0,173648	0,984808	0,939692621	1,403312159	430,7533
1,413717	81	1190	0,156434	0,987688	0,933580426	1,420048939	390,6383
1,43117	82	1190	0,139173	0,990268	0,927183855	1,436789431	349,9677
1,448623	83	1190	0,121869	0,992546	0,920504853	1,453533201	308,7065
1,466077	84	1190	0,104528	0,994522	0,913545458	1,470279825	266,8182
1,48353	85	1190	0,087156	0,996195	0,906307787	1,487028882	224,264
1,500983	86	1190	0,069756	0,997564	0,898794046	1,503779959	181,0033
1,518436	87	1190	0,052336	0,99863	0,891006524	1,520532647	136,9933
1,53589	88	1190	0,034899	0,999391	0,882947593	1,537286539	92,18858
1,553343	89	1190	0,017452	0,999848	0,874619707	1,554041233	46,54109
1,570796	90	1190	6,13E-17	1	0,866025404	1,570796327	1,65E-13
1,58825	91	1190	-0,01745	0,999848	0,857167301	1,587551421	-47,4887
1,605703	92	1190	-0,0349	0,999391	0,848048096	1,604306115	-95,9824

Tabella 1.

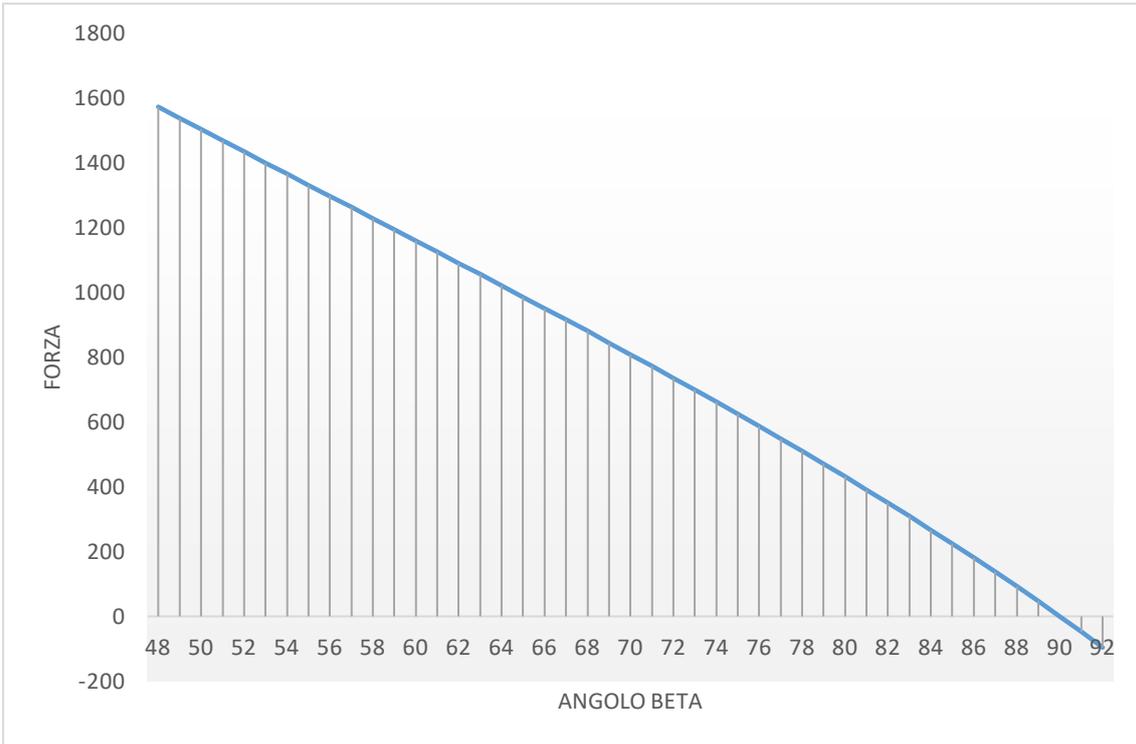


Grafico 2.

6.3 Analisi dei dati

Si osservi come l'andamento della forza diminuisce in modo piuttosto lineare con il crescere dell'angolo β , e quindi con la spinta del pistone. Ciò significa che la forza massima che il sistema e il pistone devono sopportare è quella della situazione iniziale a $\beta = 48^\circ$ che, osservando il dato della forza dalla tabella 1 misura circa 1572 N.

Verificando sul sito del produttore FESTO se il pistone originale soddisfa questo numero, si nota dalla tabella 2 che il pistone utilizzato, che misura 50 mm di diametro, non sopporta i carichi richiesti dal sistema.

Forces [N] and impact energy [J]							
Piston diameter	32	40	50	63	80	100	125
Theoretical force at 6 bar, advancing	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
Theoretical force at 6 bar, retracting	415	633	990	1682	2721	4418	6881
Max. impact energy in the end positions							
DSBC...	0.4 ¹⁾	0.7	1.0	1.3	1.8	2.5	3.3
DSBC...-L/-U/-T1/-T3/-T4	0.2 ¹⁾	0.35	0.5	0.65	0.9	1.25	1.65
DSBC...-L1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.9	1.25	1.65

1) The max. impact energy in combination with the trunnion flange kit DAMT is 0.1 J.

Tabella 2: Forze relative al pistone di tipo DSBC.

La forza massima a cui il pistone può essere sottoposto, secondo il nostro utilizzo (advancing) misura infatti 1178 N, di molto inferiore al valore target trovato con la (1), occorre dunque utilizzare un pistone più grande, di diametro 63mm, che è perfettamente compatibile con le necessità del banco prova, avendo come carico massimo 1870 N.



Figura 47: Pistone della serie DSBC.

Scegliamo dunque da catalogo il pistone DSBC 63 – 50 – PPVA – N3 da 63mm e i relativi componenti atti al montaggio come la staffa e l'attacco pistone – staffa.

Data sheet

Clevis foot LN

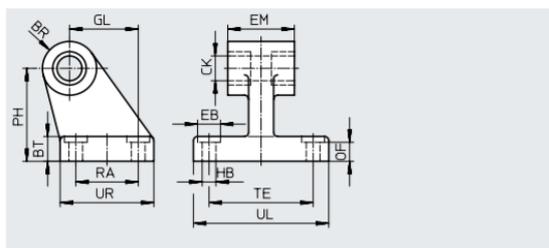
Material:

Ø 32 ... 50: High-alloy steel

Ø 63 ... 320: Spheroidal graphite cast iron

Free of copper and PTFE

RoHS-compliant



Dimensions and ordering data

For ø	BR	BT	CK ø	EB ø H13	EM	GL	HB ø H13	OF	PH	RA	TE	UL	UR	CRC ¹⁾	Weight [g]	Part no.	Type
32	10	8	10 H9	–	25.8 –0.4	21	5.5	–	32	18	38	51	31	2	149	5147	LN-32
40	11	10	12 H9	–	27.8 –0.4	24	5.5	–	36	22	41	54	35	2	192	5148	LN-40
50	12	12	12 H9	–	31.8 –0.4	33	6.6	–	45	30	50	65	45	2	323	5149	LN-50
63	14.5	12	16 H8	15	40 c11	37	6.6	10.8	50	35	52	67	51	1	545	5150	LN-63
80	14.5	14	16 H8	20	50 c11	47	9	12.7	63	40	66	86	60	1	877	5151	LN-80
100	18.5	15	20 H8	20	60 c11	55	9	13.7	71	50	76	96	70	1	1234	5152	LN-100
125	22	20	25 H8	20	70 c11	70	11	18.6	90	60	94	124	90	1	2632	9036	LN-125
160	31	25	30 H8	20	90 c11	97	14	23.6	115	88	118	156	126	1	6234	9037	LN-160
200	31	30	30 H8	26	90 c11	105	16	28.5	135	90	122	162	130	1	8678	9038	LN-200
250	38.5	35	40 H8	33	110 c11	128	22	33.5	165	110	150	200	160	1	14385	9039	LN-250
320	44.5	40	45 H8	40	120 c11	150	26	38.3	200	122	170	234	186	1	22404	9040	LN-320

1) Corrosion resistance class CRC 1 to Festo standard FN 940070

Low corrosion stress. Dry internal application or transport and storage protection. Also applies to parts behind covers, in the non-visible interior area, and parts which are covered in the application (e.g. drive trunnions).

Corrosion resistance class CRC 2 to Festo standard FN 940070

Moderate corrosion stress. Internal applications in which condensation can occur. External visible parts with primarily decorative surface requirements which are in direct contact with a normal industrial environment.

Tabella 4: Staffa di montaggio.

Flangia oscillante SNCB-63

Codice prodotto: 174393

FESTO



Foglio dati

Caratteristica	Valore
Dimensione	63
Codice corto	SNCB
Basato su standard	ISO 15552
Classe di resistenza alla corrosione CRC	1 - Bassa corrosione o sollecitazione
Temperatura ambiente	-40 °C ... 90 °C
Peso prodotto	375 g
Nota sui materiali	Senza rame / PTFE Conforme alla direttiva EU 2002/95 (RoHS)
Materiale del fissaggio	Alluminio pressofuso
Materiale del perno	Acciaio galvanizzato
Materiale supporto	Plastica
Materiale disco	Acciaio galvanizzato
Materiale viti	Acciaio galvanizzato
Materiale serratura	Acciaio per molle, galvanizzato

Tabella 3: Attacco pistone – staffa.

6.4 Posizionamento pistone

Una volta scelti i componenti, vanno scaricati dal sito del fornitore in formato STEP e si posizionano correttamente all'interno dell'assieme del banco prova motore, tenendo conto delle maggiori dimensioni del pistone e dei suoi relativi componenti di montaggio.

Per non stravolgere il cinematismo, manteniamo inalterato il meccanismo di sollevamento, variando solamente la posizione del pistone stesso che a causa degli ingombri dovrà essere leggermente più inclinato rispetto all'originale.

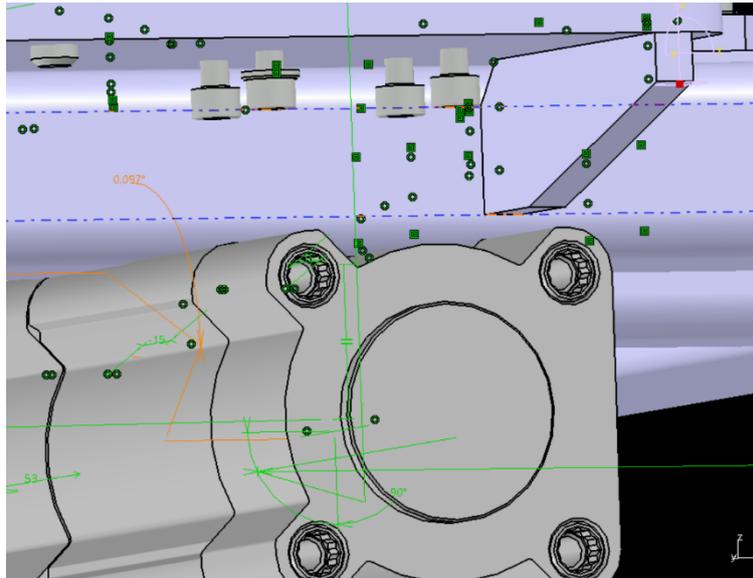


Figura 48: Interferenza del pistone con il pallet se si utilizzasse l'angolo originale.

La nuova posizione del pistone prevede l'asse dell'attacco modificato abbassato di circa 7 mm e spostato verso l'esterno di circa 15 mm.

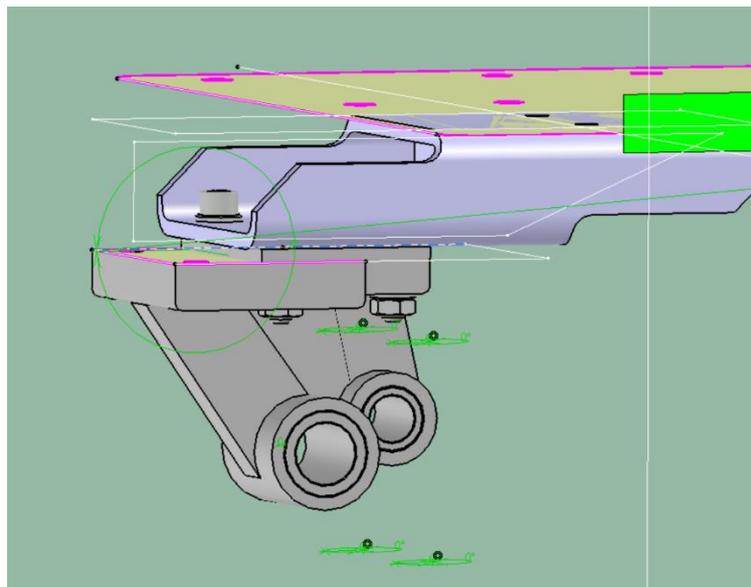


Figura 49: Posizioni reciproche delle staffe nuova, più a sinistra e originale, più a destra.

6.5 Modellazione staffa

La nuova posizione del pistone implica anche la produzione di una nuova staffa che faccia da adattatore tra la staffa FESTO di tabella 4 e il pallet. Per far ciò ho studiato diverse soluzioni, alternative a quella originale visibile in fig. 49, che ho successivamente confrontato e selezionato in base a:

- Costo di produzione;
- Livello di attrezzatura richiesta per produzione;
- Facilità di assemblaggio.

Dato il numero piuttosto esiguo di pezzi da produrre ho optato per un prodotto realizzabile per carpenteria partendo da semilavorati standard.

La staffa deve sopportare tutto il carico che proviene dal pistone e viene quindi dimensionata per la spinta massima che il pistone può erogare, ovvero 1870 N, tenendo conto però che non sono applicati direttamente alla staffa e che quindi questa deve sopportare un momento flettente e una trazione in direzione longitudinale orizzontale.

Per avere un sufficiente margine di sicurezza, anche considerando gli sforzi a fatica, ho scelto un coefficiente di sicurezza pari a 3.

Per la realizzazione della staffa, ho utilizzato un acciaio S235 secondo EN 10027 - 1 ed ECISS IC 10, oppure Fe37 secondo UNI 7070 - 72 o Fe360 secondo 7070 - 82, a seconda delle diverse denominazioni.

Tabella proprietà fisiche e meccaniche di metalli (valori mediati).

		Modulo di elasticità alla trazione (Young)	Carico di rottura alla trazione.	Peso specifico, massa volumica.	Coef. di dilatazione termica.	Calore specifico.	Resistenza elettrica.	Cond. termica.	Temp. di fusione.
		E	Rm	p.sp	c	c.sp	Ω(ohm)	k	
Materiale:		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C
Ferro	Fe 37/360	190000	360	7,87	0,0123	0,12	0,0934	68	1550

Tabella 5: Caratteristiche Fe 37.

Dunque, dato che, come da tabella, il carico di rottura è 360 N/mm^2 che equivale a $3,6 \cdot 10^8 \text{ Pa}$, la tensione massima ammissibile per la staffa è di $1,2 \cdot 10^8 \text{ Pa}$.

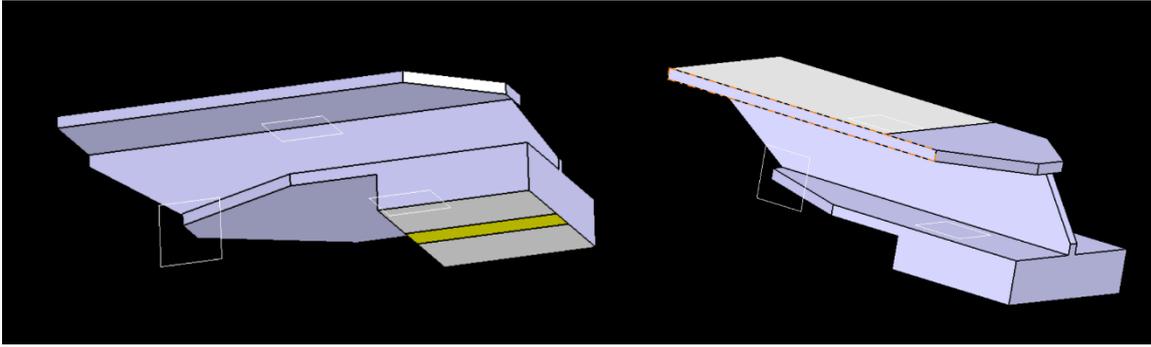


Figura 50: Staffa scartata, modellata per sottoporta ad analisi FEM.

Questa soluzione, che presenta anche un volume in più (blocco in basso nelle figure) per sottoporta ad analisi FEM nel CATIA, malgrado si comporti bene dal punto di vista strutturale, è da scartare perché il saldatore potrebbe avere difficoltà ad accedere agli spigoli tra piatto verticale ed orizzontali a causa della poca luce tra i due piatti orizzontali e della profondità degli stessi.

In fine, ho trovato una soluzione semplice e realizzabile, realizzata usando cinque piatti di spessore 4 mm, che ho sottoposto dunque ad analisi FEM.

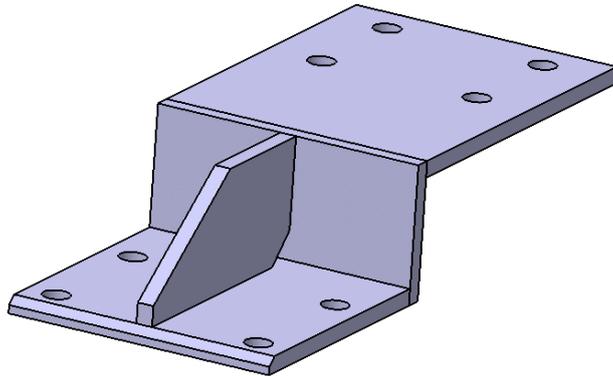


Figura 51: Staffa 4mm.

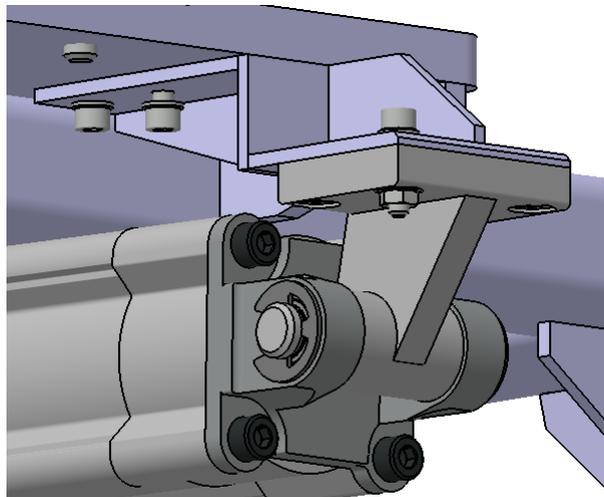


Figura 52: Staffa 4mm montata.

6.6 Analisi FEM

L'analisi è stata condotta utilizzando il software SIMULIA della piattaforma 3D EXPERIENCE, poiché, a differenza dell'analisi di CATIA, consente di analizzare contemporaneamente un prodotto composto da più elementi, anche di materiale diverso.

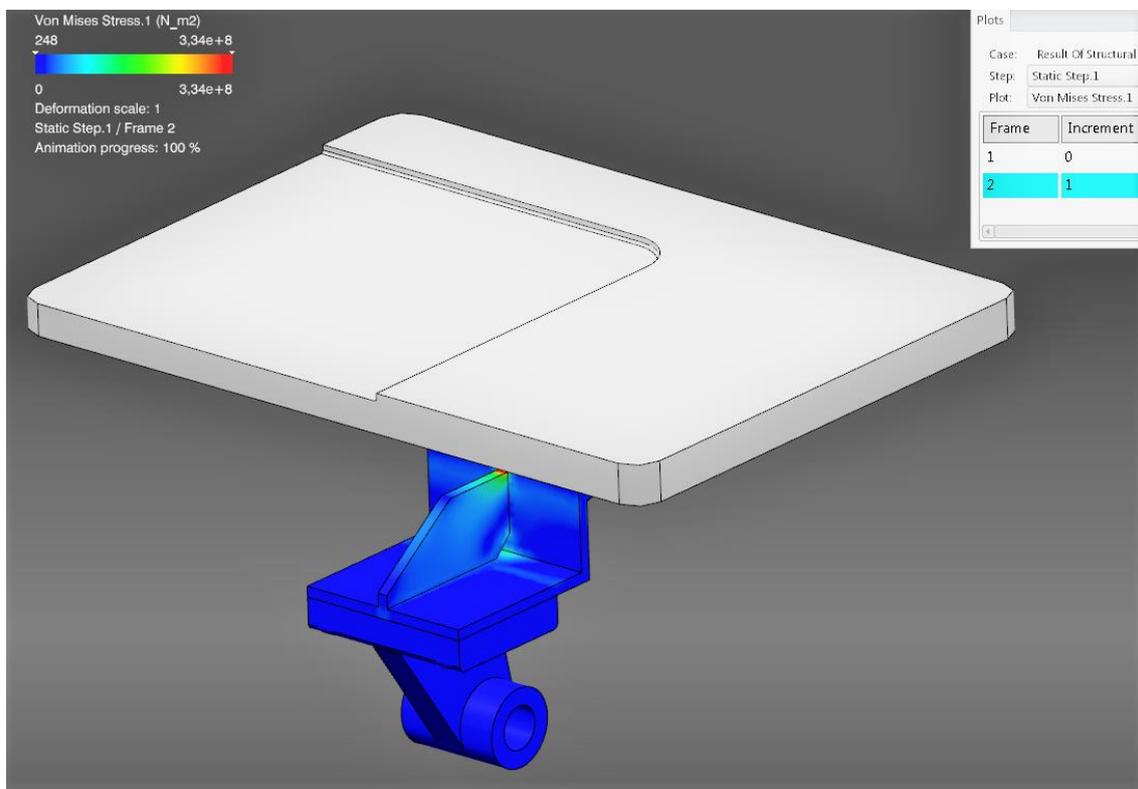


Figura 53

Nel nostro caso, la staffa e il pallet sono realizzati in Fe 37 mentre la staffa FESTO è in ghisa sferoidale EN GJS 400 – 15 (400 è la resistenza minima a trazione e il 15 indica l'allungamento percentuale) le cui proprietà meccaniche sono riportate nella tabella sotto.

Segue: proprietà fisiche e meccaniche di metalli (valori mediati).

		Modulo di elasticità alla trazione (Young).	Carico di rottura alla trazione.	Peso specifico, massa volumica.	Coef. di dilatazione termica.	Calore specifico.	Resistenza elettrica.	Cond. termica.	Temp. di fusione.
		E	Rm	p.sp	c	c.sp	Ω(ohm)	k	
Materiale:		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C
Alluminio laminato		70000	220	2,69	0,0234	0,21	0,0285	190	643
Anticorodal	tipo 110	70000	295	2,7		0,21	0,028	186	
Duralluminio	Avional	72500	345	2,7	0,0234	0,21	0,029		
Argento		73000		10,49	0,019	0,057	0,0158	359	1593
Bronzo		113000	350	8	0,0182	0,086	0,07	45	960
Ghisa grigia	G25	120000	125	7,3	0,0107	0,13		53	1176
Ghisa sferoidale	400-15	120000	400	7,3	0,0107	0,13		53	

Tabella 6: Caratteristiche ghisa sferoidale.

Per agevolare il calcolo al software, ho rimosso parti che avrebbero potuto rallentare il processo come il cuscinetto sulla staffa FESTO e tutti i fori per viti e bulloni.

Gli input forniti al programma per l'esecuzione dell'analisi sono:

- Modulo di Young E (190000 N/mm^2 per l'acciaio e 120000 N/mm^2 per la ghisa);
- Coefficiente di Poisson ν (0,3 per l'acciaio e 0,27 per la ghisa);
- Forza F applicata sull'asse della staffa FESTO in direzione orizzontale e verso esterno al pallet.
- Incastro su superficie inferiore della piastra del pallet.

Di seguito i risultati grafici del calcolo.

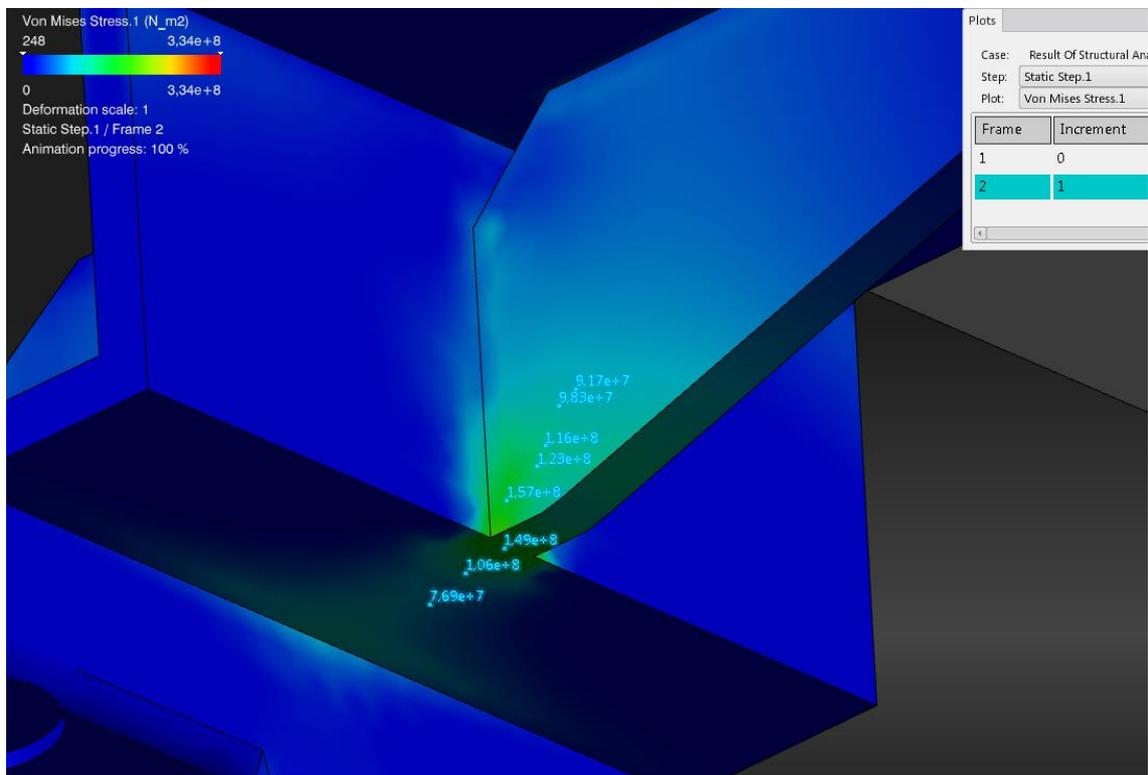


Figura 54

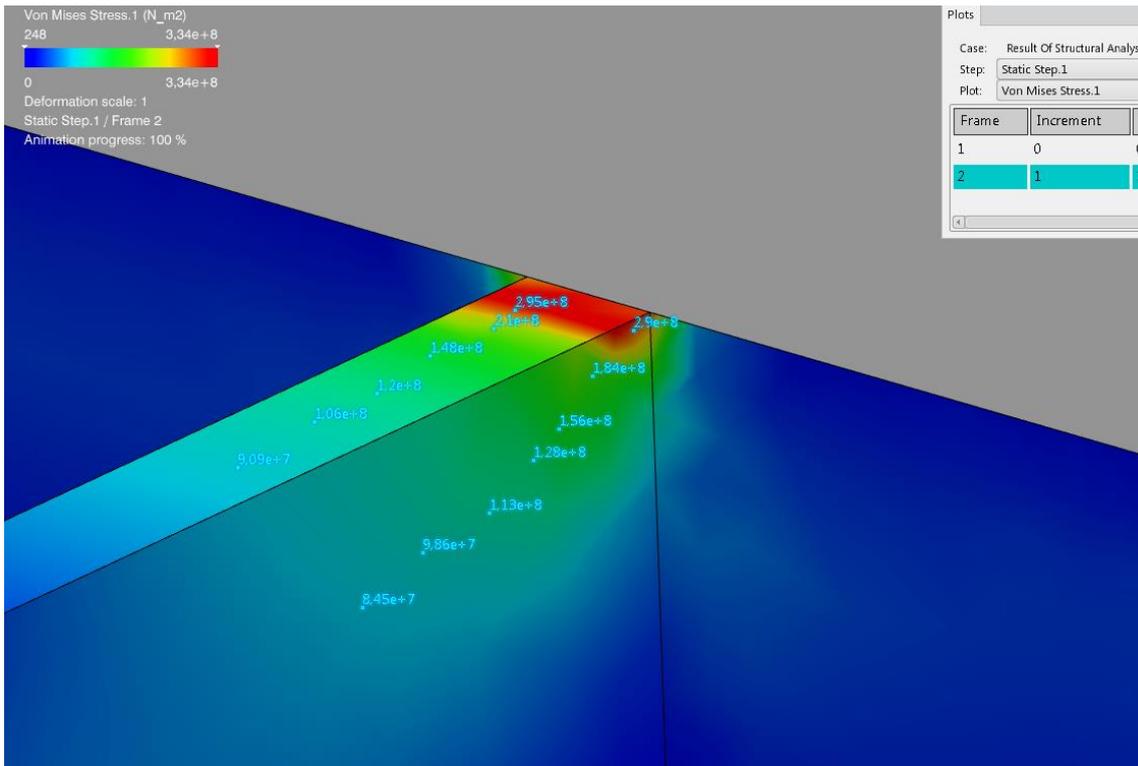


Figura 55

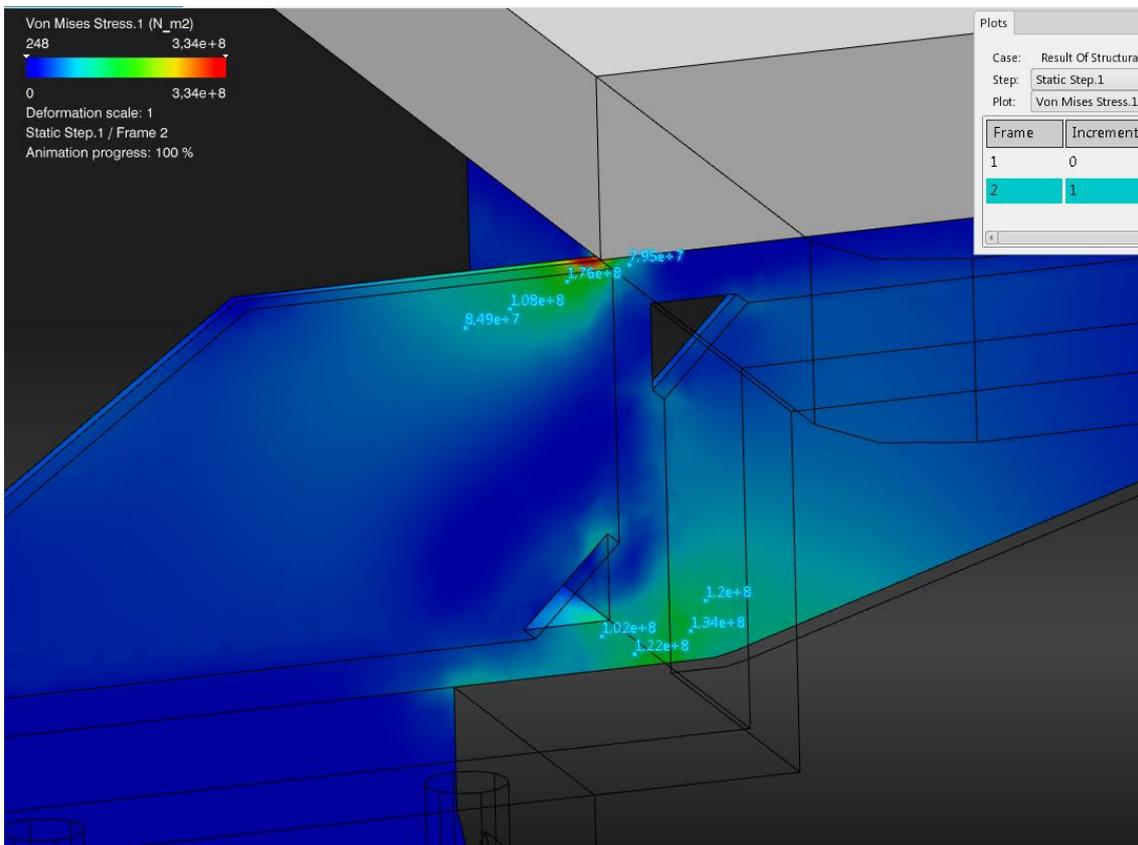


Figura 56

Come possiamo osservare, le zone più critiche (in rosso) sono in corrispondenza della giunzione tra le piastre verticali e orizzontali, dove il momento è massimo. Dato che il

valore target è di $1,2 \cdot 10^8 Pa$, siamo costretti a modificare il pezzo poiché diverse zone sono al di sopra del valore di sicurezza.

Per far fronte a ciò, aggiungiamo materiale resistente alle piastre verticali critiche, portando il loro spessore da 4 mm a 10 mm ed eseguiamo di nuovo l'analisi fornendo gli stessi input.

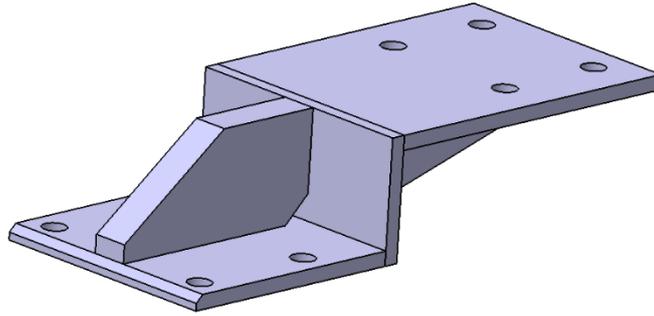


Figura 57: Staffa 10mm.

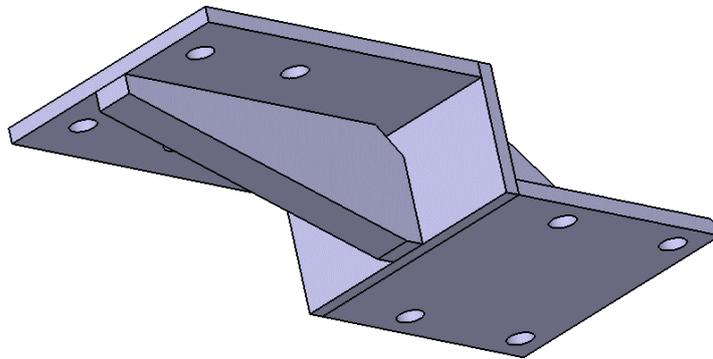


Figura 58: Staffa 10mm.

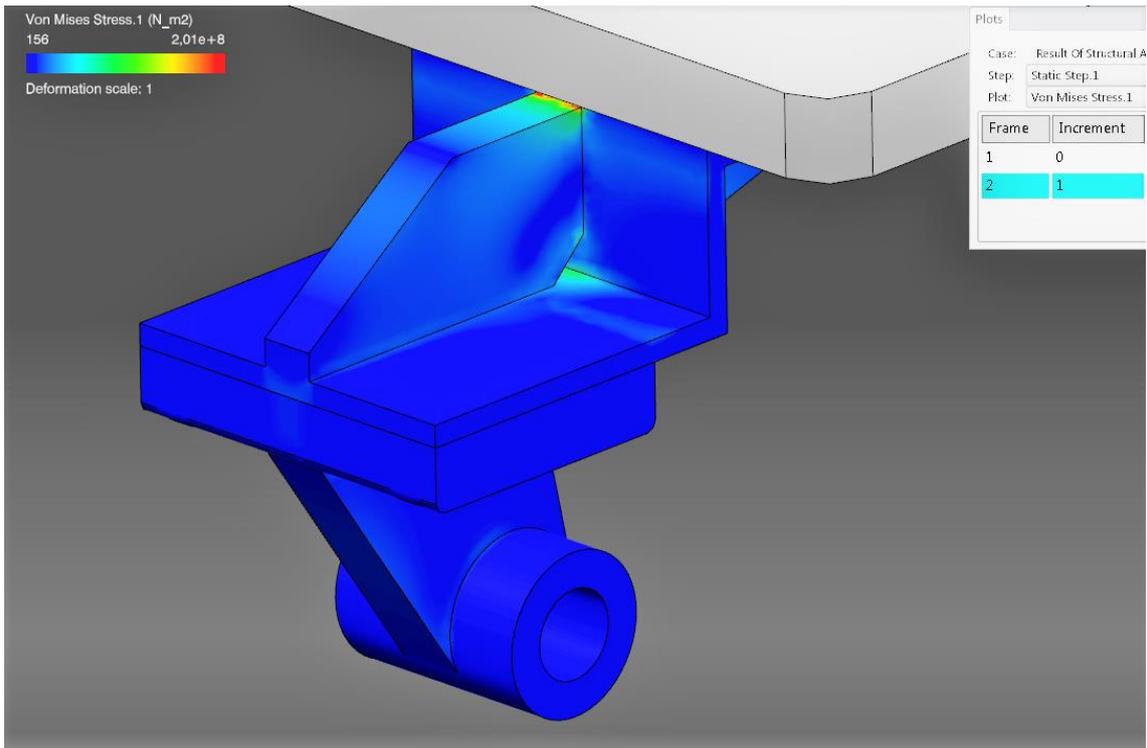


Figura 59

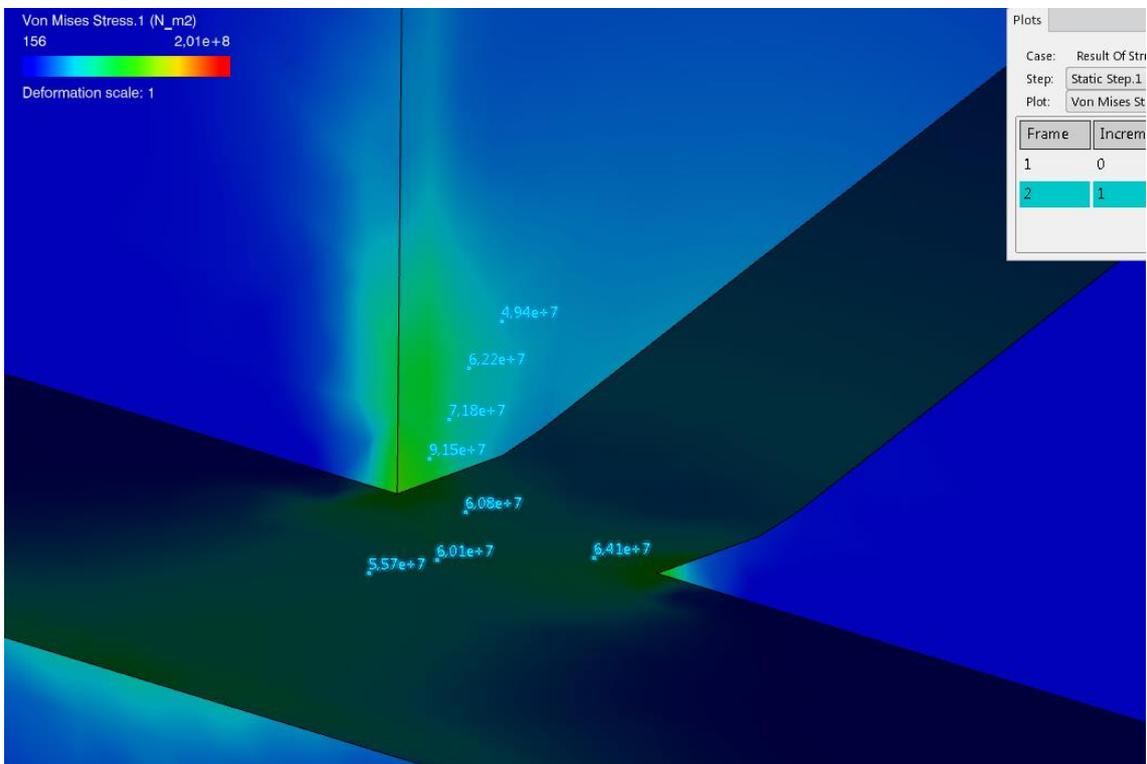


Figura 60

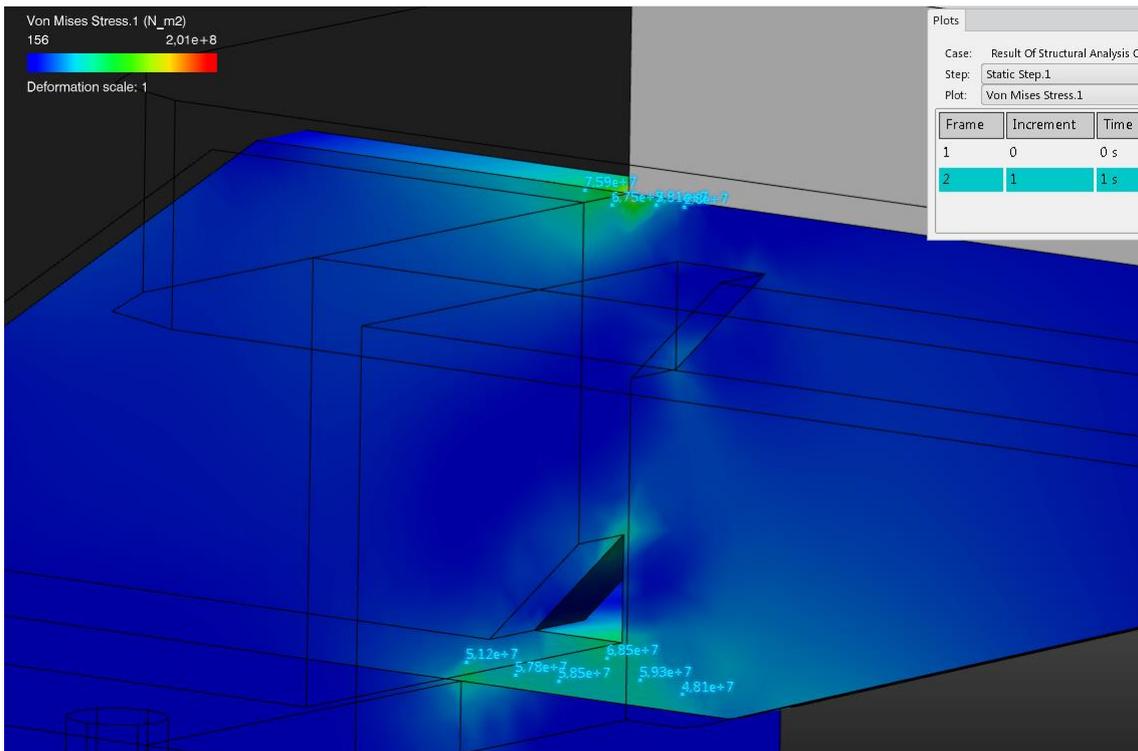


Figura 61

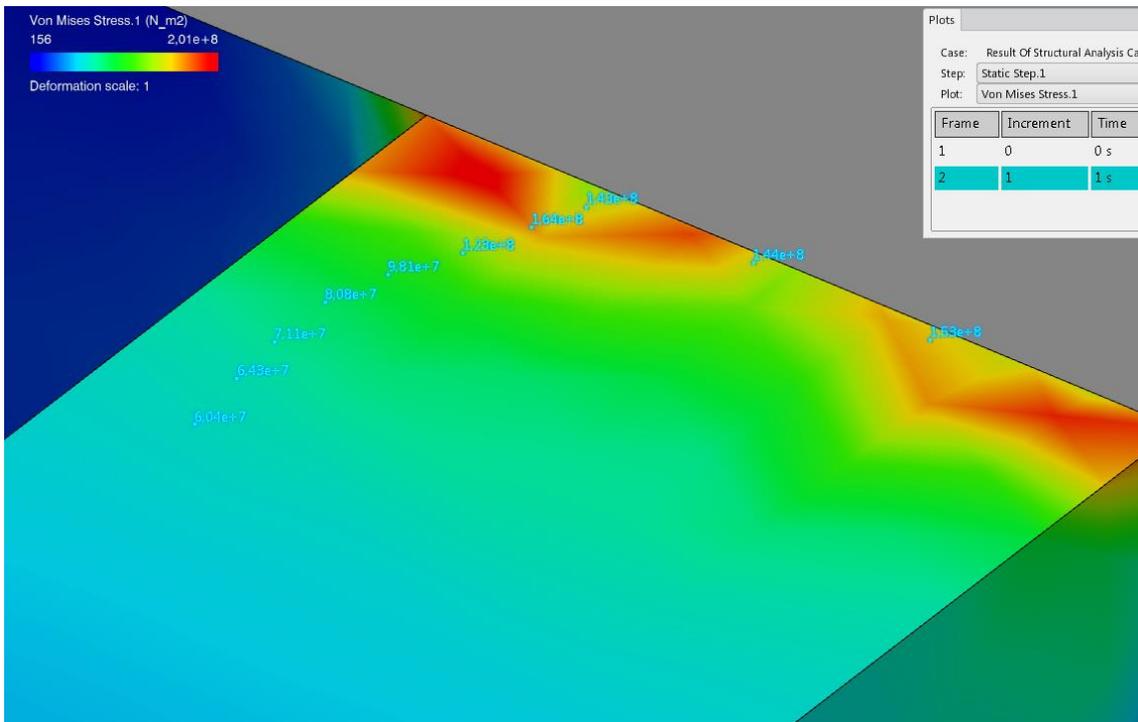


Figura 62

Da questa analisi si osserva che i valori di tensione sono diminuiti come ci si aspettava, anche se rimane una parte fig. 62 (la stessa zona critica dell'analisi precedente) in cui si misurano tensioni al di sopra della soglia di sicurezza ma, data la limitatezza

dell'estensione della zona critica, probabilmente data da una singolarità di calcolo, si considera il risultato della prova accettabile.

6.7 Verifica bullonatura

La configurazione originale prevede 4 viti M6 classe 8.8 che uniscono la staffa al pallet, ne andiamo quindi a verificare la tenuta, con il nuovo carico maggiorato.

Eseguiamo il calcolo secondo CNR – UNI 10011 – 88.

La forza di attrito tra le due flange è:

$$F_a = \mu \cdot N$$

in cui μ è il coefficiente di attrito e N_s è il carico assiale consigliato al serraggio.

La F_a deve essere uguale alla forza resistente, cioè a $F = 1870$ N, per cui, stimando un μ di 0,10 si avrà che:

$$N = \frac{F_a}{\mu} = \frac{1870}{0.10} = 18700 \text{ N} \quad (2)$$

Ora, sapendo che la classe di viti 8.8 ha un coefficiente $f_{k,N} = 560 \text{ N/mm}^2$ come da tabella 4, e che l'area resistente della vite A_{RES} per una M6 misura $20,1 \text{ mm}^2$,

Tensione ammissibile					
Classe vite	f_t N/mm ²	f_y N/mm ²	$f_{k,N}$ N/mm ²	$\sigma_{b,adm}$ N/mm ²	$\tau_{b,adm}$ N/mm ²
4.6	400	240	240	160	113
5.6	500	300	300	200	141
6.6	600	360	360	240	170
8.8	800	640	560	373	264
10.9	1 000	900	700	467	330

$f_{k,N}$ è assunto pari al minore dei due valori $f_{k,N} = 0,7 f_t$, $f_{k,N} = f_y$ essendo f_t ed f_y le tensioni di rottura e di snervamento secondo UNI 3740.

$\sigma_{b,adm}$, $\tau_{b,adm}$ tensioni ammissibili a trazione ed a taglio.

Tabella 7

usando la formula:

$$N_s = 0,8 \cdot f_{k,N} \cdot A_{RES}$$

otteniamo che la tensione massima di serraggio N_s della singola vite M6 classe 8.8 misura:

$$N_s = 0,8 \cdot 560 \cdot 20,1 = 9005 \text{ N}$$

Che moltiplicando per il numero di viti che è pari a 4 dà 36020 N, valore abbondantemente al di sopra della N richiesta dal calcolo (2).

Confrontiamo il calcolo con la tabella 5 del fornitore di particolari commerciali:

		CLASSI DI BULLONERIA (FILETTATURE METRICHE - PROFILO TRIANGOLARE - PASSO GROSSO)																			
		8,8				10,9				12,9											
		coefficiente d'attrito 0,10		coefficiente d'attrito 0,15		coefficiente d'attrito 0,20		coefficiente d'attrito 0,10		coefficiente d'attrito 0,15		coefficiente d'attrito 0,20		coefficiente d'attrito 0,10		coefficiente d'attrito 0,15		coefficiente d'attrito 0,20			
		Precarico N	Coppia di serraggio Nm	Precarico N	Coppia di serraggio Nm	Precarico N	Coppia di serraggio Nm	Precarico N	Coppia di serraggio Nm	Precarico N	Coppia di serraggio Nm	Precarico N	Coppia di serraggio Nm	Precarico N	Coppia di serraggio Nm	Precarico N	Coppia di serraggio Nm	Precarico N	Coppia di serraggio Nm		
M 3	0,5	5,5	2,5	2298	0,95	2075	1,21	1866	1,41	3376	1,4	3048	1,79	2740	2,07	3951	1,64	3567	2,09	3207	2,43
M 4	0,7	7	3	3985	2,2	3594	2,78	3230	3,22	5853	3,23	5279	4,09	4744	4,74	6849	3,78	6178	4,79	5552	5,5
M 5	0,8	8	4	6514	4,34	5886	5,5	5293	6,4	9568	6,3	8645	8,1	7774	9,4	11196	7,4	10116	9,5	9098	11
M 6	1	10	5	9195	7,5	8302	9,5	7464	11,1	13506	11	12194	14	10962	16,3	15805	12,9	14269	16,4	12828	19,1

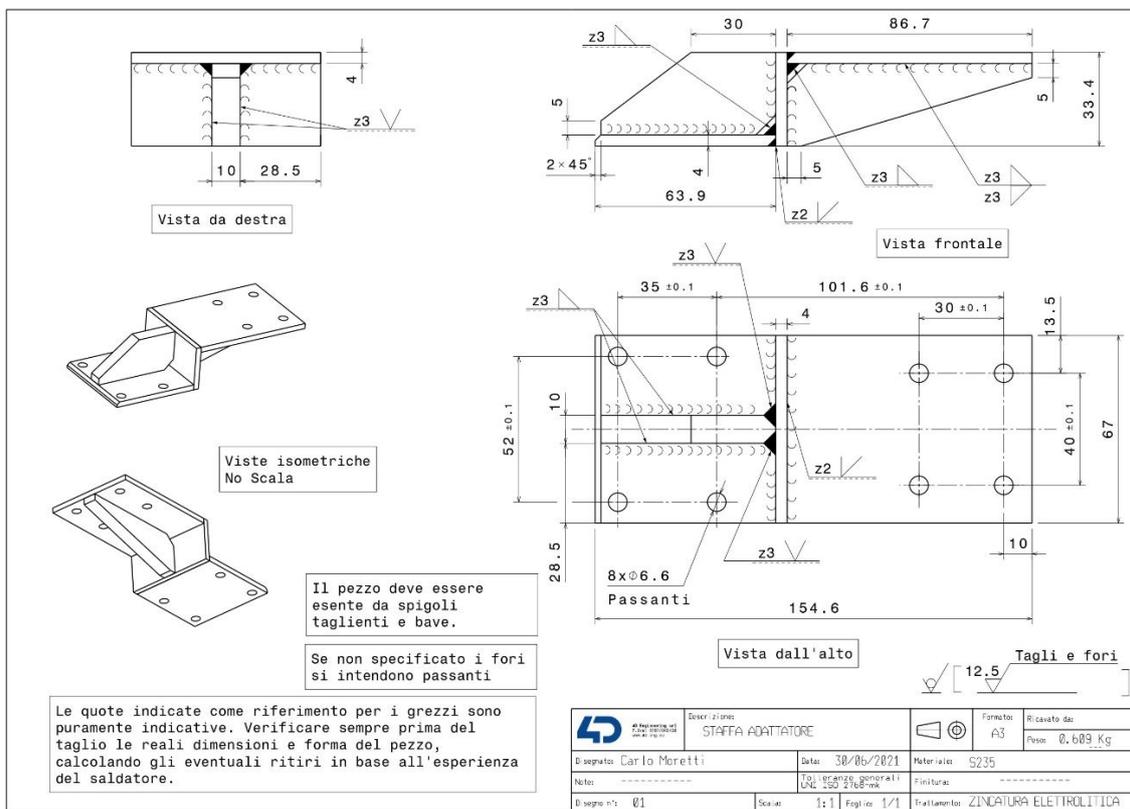
Tabella 8

Osserviamo che per una vite M6 classe 8.8 il precarico consigliato è di 9195 N, in linea con il nostro dato. Da questa tabella è visibile anche la coppia di serraggio consigliata che, nel nostro caso, risulta di 7,5 N m.

6.8 2D Staffa

Una volta realizzati i fori della dimensione giusta è possibile procedere alla messa in tavola della staffa, indicando le relative saldature e accortezze da mettere in pratica da parte di colui che la va a realizzare.

Come trattamento superficiale ho scelto una zincatura elettrolitica, che deposita una superficie di zinco per effetto della corrente elettrica in un elettrolita che favorisce la corretta disposizione, ripartizione ed aspetto estetico degli spessori. Questo processo galvanico è ampiamente utilizzato nel settore meccanico perché facilmente applicabile, completamente sicuro e molto versatile. I pezzi ottenuti tramite zincatura elettrolitica garantiscono inoltre eccellenti prestazioni di tenuta alla corrosione,



6.9 Modellazione pallet

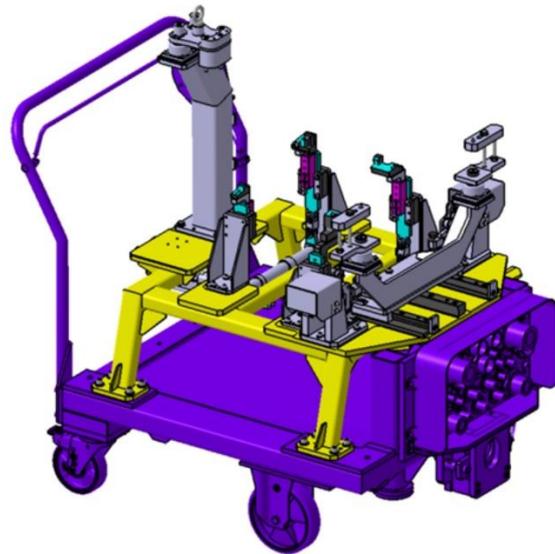


Figura 63: Pallet originale su trolley.

Ho voluto inoltre rimodellare da capo il pallet riducendo l'area delle piastre di appoggio e fissaggio dei supporti motore, rispettando gli ingombri di 690 mm della piastra Stäubli alla quale si attaccano le tubazioni.

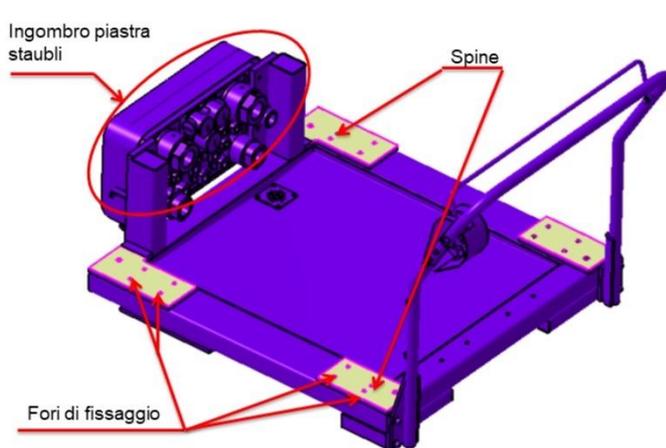


Figura 65: Trolley e piastra Stäubli.

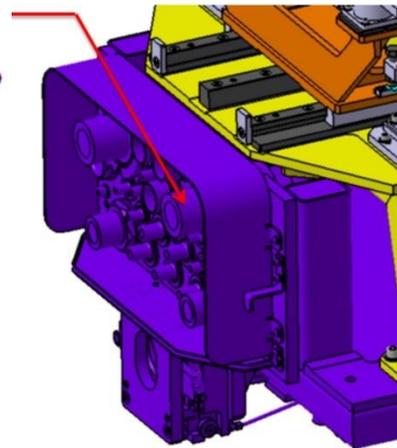


Figura 64: Particolare piastra Stäubli.

Il materiale scelto per il palet è l' acciaio Fe 37 le cui caratteristiche meccaniche sono riportate nella tabella 5.

Le zone bianche indicano la zona lavorata e in particolare spianata dalle frese CNC. Ho scelto di lasciare un sovrametallo di 3 mm.

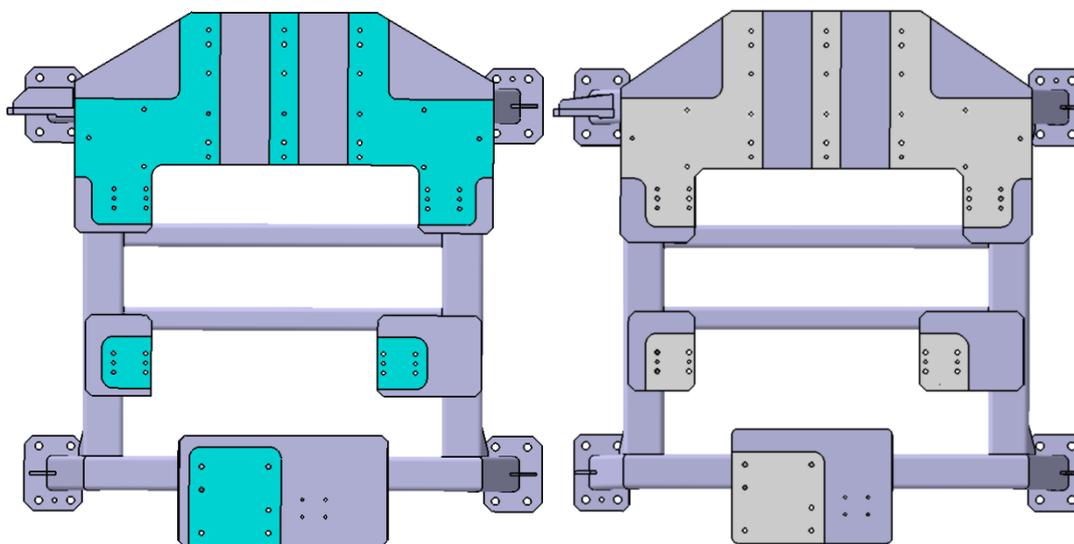


Figura 67: Pallet originale.

Figura 66: Pallet modificato.

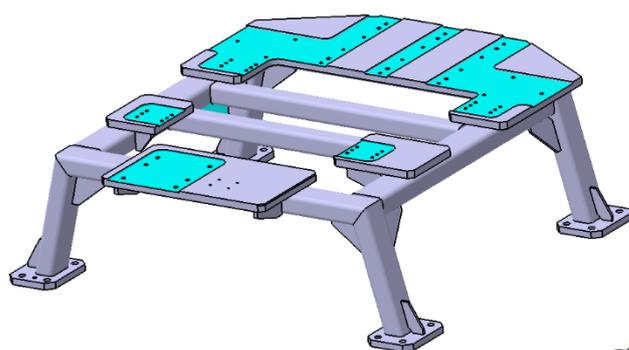


Figura 68: Pallet originale.

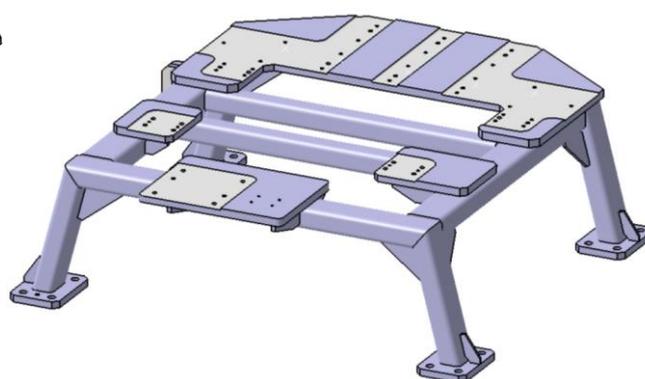


Figura 69: Pallet modificato.

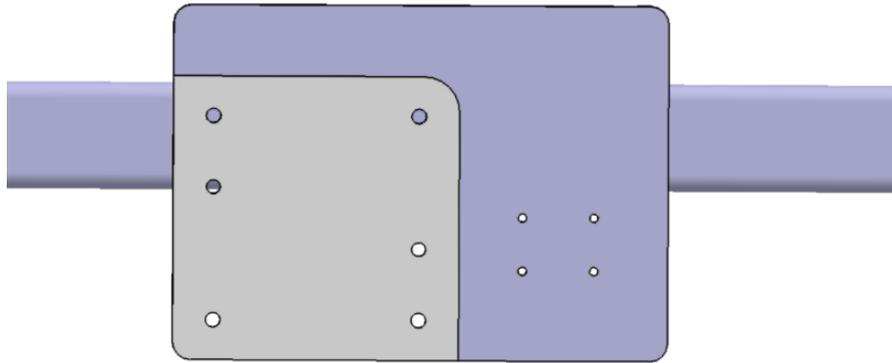


Figura 70: Particolare della piastra dal quale si possono scorgere i 4 buchi filettati per le viti M6 della staffa precedentemente modellata (a destra).

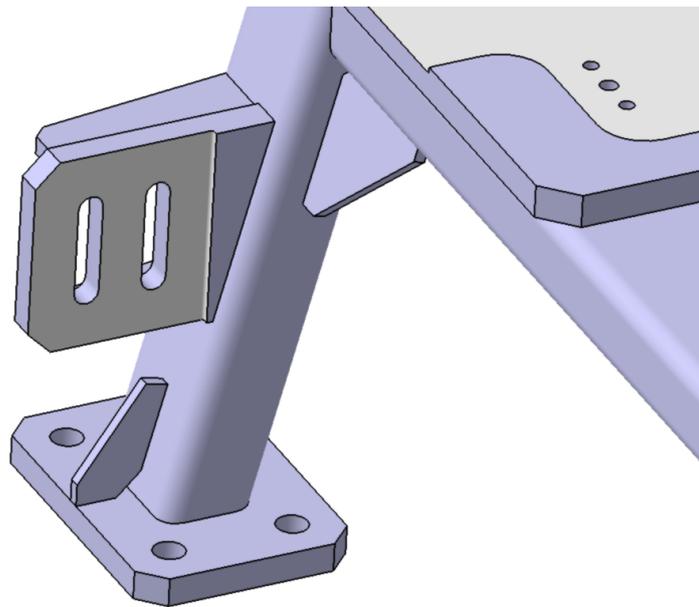


Figura 71: Particolare gambe del pallet e zone lavorate al CNC.

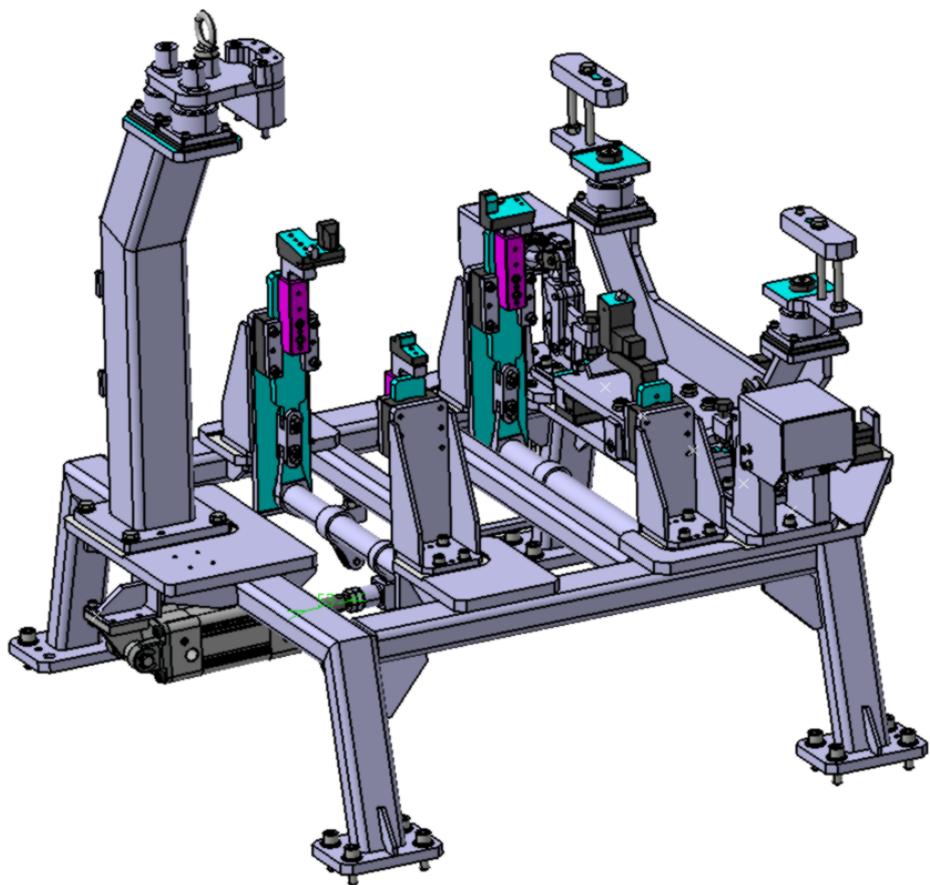


Figura 72: Assieme con pallet e sistema di sollevamento modificati.

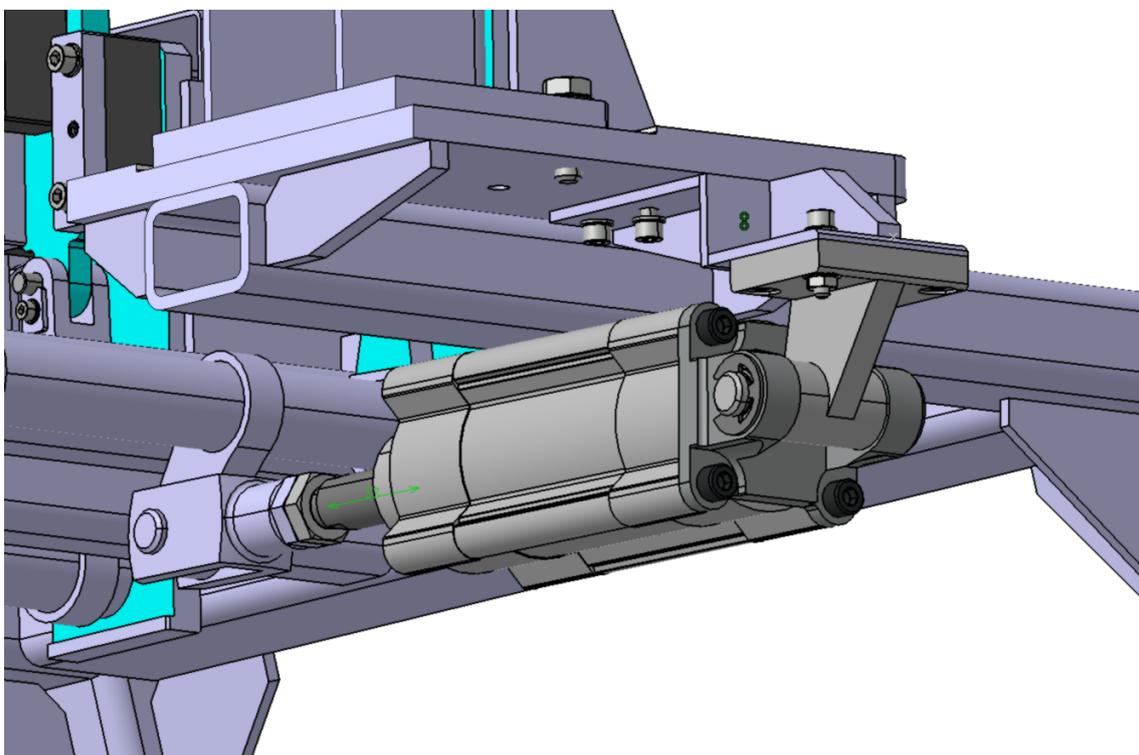


Figura 73: Staffa montata su pallet.

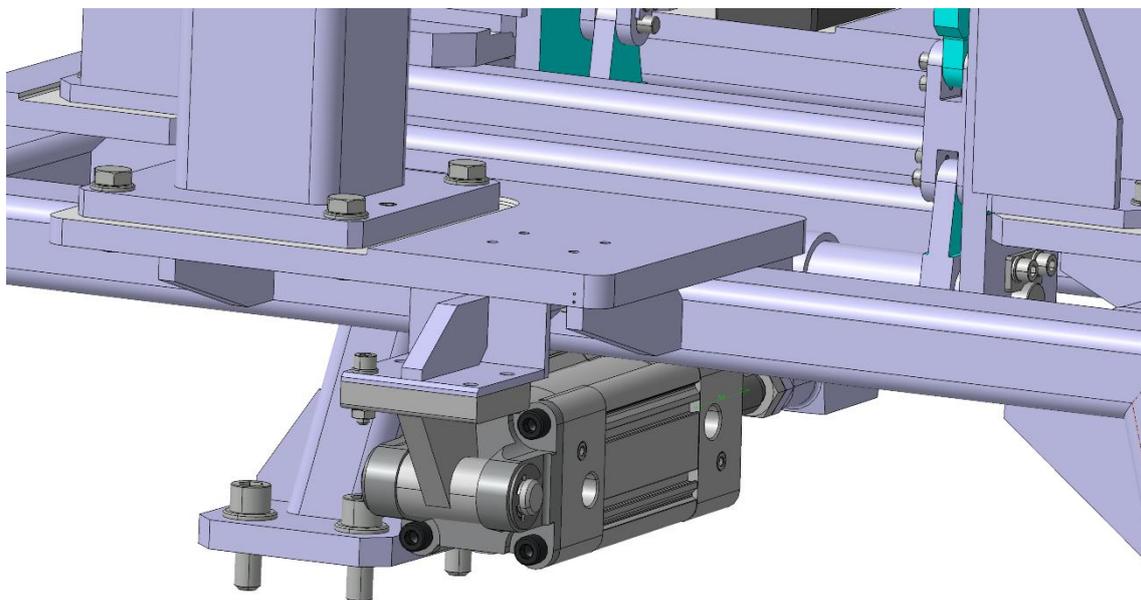


Figura 74: Staffa montata su pallet.

7 Conclusioni e ringraziamenti

Durante questi mesi ho avuto la fortuna di conoscere persone ottime e professionisti eccellenti, che mi hanno aiutato a diventare un tecnico migliore e più competente.

Ringrazio il Professor Michele Germani, del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'UNIVPM per aver sostenuto la mia scelta di intraprendere il tirocinio e la successiva stesura di questa stessa tesi.

Ringrazio il tutor e titolare della 4D Engineering Alessandro Brunetti, che mi ha aperto le porte della sua azienda e mi ha stimolato a intuire e assorbire per osmosi molti dei suoi preziosi consigli, dettati dalla passione e da tanti anni di esperienza nel settore.

Ringrazio l'amico e capo dell'ufficio tecnico Ing. Jarin Muscoloni per il supporto tecnico e logistico e per avermi introdotto ai suoi gentilissimi colleghi ingegneri Emanuele e Stefano, che ringrazio.

Ultimi ma non per importanza i compagni di corso in ordine di banco: Michele, Diego, Laura, Gianluca, Davide, Simone, Francesco, Leonardo, ai quali sono riconoscente per avermi aiutato ad integrarmi al meglio nel contesto in cui sono piombato e per la pazienza, disponibilità e umiltà che hanno dimostrato.

8 Bibliografia

<https://www.4d-eng.eu>

<https://www.festo.com/media/pim/132/D15000100122132.PDF>

<http://www.engineerplant.it/dtec/proprietà-metalli.php>

<http://www.wikipedia.org>

<https://www.simscale.com>

Donel B., Sistemi di produzione - Cenni sulle applicazioni FEM nello stampaggio di lamiera, Politecnico di Torino, 2001.

Shigley J. E., 2014, Progetto e costruzione di macchine, Mc Graw Hill, 3^a edizione.