POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

Studio e simulazione del danneggiamento ad impatto di pacchi batterie per veicoli da lavoro

Relatore
Prof. Aurelio Somà

Candidato
Tommaso Baleani

Correlatori
Ing. Davide Clerici
Ing. Salvatore Martelli
Ing. Francesco Mocera

A.A. 2025/26

Sommario

In questo lavoro è stato sviluppato un modello agli elementi finiti (FEM) dell'involucro di un pacco batteria per veicoli da lavoro, al fine di valutarne l'integrità strutturale in seguito a impatto. Le simulazioni sono basate sullo schema di carico della prova di mechanical integrity della norma UNECE R100. Come requisito progettuale, le celle del pacco batteria non devono essere soggette a carichi meccanici. Quindi, è stato definito all'interno del pacco batteria un volume di controllo in cui alloggiare le celle. Di conseguenza, le simulazioni sono state effettuate considerando solo l'involucro, escludendo la modellazione delle celle. L'obiettivo del lavoro è stato determinare il minimo spessore della lamiera dell'involucro che permetta, con un margine di sicurezza pari a due, di evitare la violazione del volume di controllo. Per inquadrare il contesto, sono stati richiamati gli aspetti generali della sicurezza dei pacchi batterie e del FEM. L'analisi è stata condotta su una geometria CAD semplificata del pacco batteria, sviluppata in modo da preservare la rappresentatività del comportamento strutturale del sistema reale. Scelto il materiale dell'involucro, il suo comportamento meccanico in campo plastico è stato descritto mediante un modello tratto dalla letteratura. Il modello FEM è stato messo a punto in Ansys Workbench. La mesh è stata scelta mediante uno studio di convergenza al variare del numero di nodi del modello. L'involucro è stato analizzato in due configurazioni: (i) versione completa con setto e (ii) versione priva di setto. Inizialmente, sono state condotte delle analisi statiche per confrontare differenti spessori della lamiera. Successivamente, con lo spessore ritenuto adeguato è stata eseguita un'analisi dinamica per riprodurre l'evoluzione temporale delle fasi di carico e di mantenimento previste dalla prova normata. Per entrambe le configurazioni dell'involucro, lo spessore minimo della lamiera in grado di soddisfare il requisito di sicurezza è risultato pari a 3,0 mm.

Indice

Elenco delle tabelle **vi**

Elenco delle figure **vii**

1 Introduzione **1**
1.1 Obiettivi . . . 1
1.2 Impatti dei pacchi batterie . . . 1
1.2.1 Generalità . . . 1
1.2.2 Problema del thermal runaway . . . 4
1.2.3 Studio delle celle . . . 5
1.2.4 Analisi qualitativa dei guasti . . . 6
1.3 Norma UNECE R100 . . . 10
1.3.1 Mechanical integrity . . . 11

2 Modello FEM **13**
2.1 Cenni riguardo il FEM . . . 13
2.1.1 Generalità . . . 13
2.1.2 Cenni di teoria . . . 15
2.1.3 Considerazioni pratiche . . . 19
2.2 Geometria CAD . . . 26
2.2.1 Indentatore normato e piastra di riscontro . . . 26
2.2.2 Involucro . . . 27
2.2.3 Operazioni sulla geometria . . . 30
2.3 Materiale . . . 30
2.3.1 Generalità . . . 30
2.3.2 Modellazione del comportamento plastico . . . 32
2.4 Impostazioni del modello FEM . . . 34
2.4.1 Generalità del modello . . . 34
2.4.2 Connessioni . . . 35
2.4.3 Mesh . . . 37
2.4.4 Modello statico . . . 39
2.4.5 Modello dinamico . . . 43

3 Risultati **45**
3.1 Convergenza della mesh 45
3.2 Parametri di sintesi 46
3.3 Modello con il setto 47
3.3.1 Caso statico 47
3.3.2 Caso dinamico 48
3.3.3 Osservazioni 49
3.4 Modello senza il setto 51
3.4.1 Distinzioni con il caso con il setto 51
3.4.2 Caso statico 51
3.4.3 Caso dinamico 53
3.4.4 Osservazioni 57
3.5 Tabelle di sintesi 59

4 Conclusioni **63**

Bibliografia **65**

Elenco delle tabelle

1.1 Analisi qualitativa dei modi e degli effetti dei guasti di un pacco batteria . 9
2.1 Proprietà meccaniche principali dell'S235JR nel campo elastico 31
2.2 Valori finali della curva tensione vera - deformazione plastica vera. 34
3.1 Risultati della convergenza numerica al variare del numero di nodi 46
3.2 Caso con il setto: substep delle simulazioni statiche. 47
3.3 Caso con il setto: sequenze di carico assegnate. 48
3.4 Caso con il setto: primo time step. 48
3.5 Caso con il setto: secondo time step. 48
3.6 Caso senza il setto: substep delle simulazioni statiche. 52
3.7 Caso senza il setto: valori di spessore. 52
3.8 Caso senza il setto: sequenze di carico assegnate 53
3.9 Caso senza il setto: primo time step. 53
3.10 Caso senza il setto: secondo time step. 54
3.11 Caso con il setto: valori riassuntivi. 60
3.12 Caso senza il setto: valori riassuntivi. 61

Elenco delle figure

2.1 Vista dell'indentatore. 26
2.2 Viste del corpo dell'involucro senza visualizzazione del coperchio. 28
2.3 Visualizzazione della presenza o meno del setto e vista del solo coperchio. . 29
2.4 Sistema di carico visto lateralmente. 31
2.5 Sistema di carico visto dall'alto. 32
2.6 Curva tensione vera - deformazione plastica vera. 33
2.7 Mesh dell'indentatore. 39
2.8 Mesh della parete di riscontro. 39
2.9 Mesh del corpo principale e del setto. 40
2.10 Altra vista della mesh del corpo principale e del setto. 41
2.11 Mesh dell'involucro. 42
2.12 Mesh dell'assieme. 43
3.1 Andamento dello spostamento massimo al variare del numero di nodi. . . . 46
3.2 Caso con il setto: spostamento lungo X. 49
3.3 Caso con il setto: spostamento lungo X senza visualizzazione del coperchio. 50
3.4 Caso con il setto: spostamento lungo X con visualizzazione cambiata della scala colori. 51
3.5 Caso con il setto: tensione di von Mises. 52
3.6 Caso con il setto: tensione di von Mises senza visualizzazione del coperchio. 53
3.7 Caso con il setto: visualizzazione della compenetrazione. 54
3.8 Caso con il setto: andamento nel tempo della forza di reazione alla parete di riscontro Fx. 54
3.9 Caso senza il setto: spostamento lungo X. 55
3.10 Caso senza il setto: spostamento lungo X senza visualizzazione del coperchio. 56
3.11 Caso senza il setto: tensione di von Mises. 57
3.12 Caso senza il setto: tensione di von Mises senza visualizzazione del coperchio. 58
3.13 Caso senza il setto: tensione di von Mises. 59
3.14 Caso senza il setto: visualizzazione della compenetrazione. 60
3.15 Caso senza il setto: andamento nel tempo della forza di reazione alla parete di riscontro Fx. 60

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Obiettivi

L'oggetto di questo lavoro riguarda la sicurezza degli involucri dei pacchi batterie per i veicoli da lavoro. Dopo aver realizzato un disegno semplificato di un ipotetico involucro, è stato sviluppato un modello FEM nel software Ansys per analizzarne il comportamento meccanico. Nel presente lavoro la prova di mechanical integrity della norma UNECE R100 è stata assunta come riferimento per la definizione dello schema di carico impiegato nelle simulazioni numeriche. Dato tale schema di carico, l'obiettivo è stato determinare lo spessore dell'involucro che consente, con un certo margine di sicurezza, di evitare la violazione di un volume di controllo appositamente definito dentro l'involucro stesso. La definizione del volume di controllo è stata effettuata in modo da evitare che le celle siano soggette ai carichi dati dall'impatto. Il volume di controllo è destinato a contenere le celle. La distanza considerata tra la parete dell'involucro e la parete del volume di controllo è pari a 5,0 mm. È stato assunto un coefficiente di sicurezza pari a 2 nei confronti del valore limite di spostamento massimo. In altri termini, è stato prefissato l'obiettivo di garantire che lo spostamento massimo della parete dell'involucro nella direzione di applicazione del carico non sia superiore a 2,5 mm.

Con le simulazioni fatte si è voluto anche mettere in evidenza il differente comportamento tra una struttura che comprende un setto saldato al corpo dell'involucro ed una ipotetica struttura (sconsigliata nella realtà) che ha la stessa geometria della precedente, ma che è priva del setto.

1.2 Impatti dei pacchi batterie

1.2.1 Generalità

Il contesto a cui si fa riferimento è quello dei veicoli da lavoro. I tipi di carichi da investigare ne sono una conseguenza. Infatti, nel caso dei veicoli passeggeri equipaggiati con un pacco batteria concepito per una trazione elettrica o comunque ibrida, sono da valutare prevalentemente circostanze con carichi applicati ad una velocità significativa. Nel caso invece dei veicoli da lavoro, i carichi da valutare sono quasi-statici, ma a confronto

di quelli per le vetture sono in genere di intensità notevolmente superiore. Detto questo, comunque, anche le normative per lo studio dei veicoli passeggeri possono prevedere per completezza anche degli studi con carichi di notevole entità applicati quasi-staticamente.

Le batterie se sottoposte a carichi e deformazioni non trascurabili possono incendiarsi o addirittura esplodere, oltre al fatto che se l'ivolucro delle batterie stesse viene violato, vi è una fuoriuscita di sostanze tossiche. Durante un impatto del veicolo, il pacco batteria è protetto dal suo involucro e dal telaio del veicolo stesso. Solo negli ultimi decenni si è cominciato a progettare i telai dei veicoli non solo con la loro originale funzione di supporto degli organi meccanici, ma anche prestando attenzione a quale può essere il comportamento durante un impatto. Questa maggiore attenzione alla sicurezza ha riguardato tutti i settori. In particolare, con la maggiore diffusione di grandi pacchi batteria, lo studio ad impatto ha assunto un ruolo cruciale tanto che la zona del pacco batteria è da tutelare praticamente quanto gli occupanti del veicolo.

I veicoli da lavoro per svolgere il loro compito devono avere una struttura molto rigida. Questo invece non vale per tutta quanta la struttura dei veicoli passeggeri. Fino ad alcuni decenni fa, si cercava erroneamente di massimizzare la rigidezza di tutta la struttura dei veicoli passeggeri con la falsa idea che durante un impatto gli occupanti sarebbero stati più tutelati. Così, in realtà, gli occupanti subiscono una decelerazione elevatissima anche con impatti a velocità urbane. Solo la "cella" che contiene i passeggeri e l'eventuale pacco batteria deve essere estremamente rigida, mentre le altri parti, soprattuto quella frontale, devono deformarsi plasticamente il più possibile per assorbire l'energia cinetica in energia di deformazione. L'impatto, per quanto apparentemente poco, diventa significativamente più graduale comportando una decelerazione molto meno repentina. Di fatto, con i veicoli passeggeri moderni anche un piccolo impatto a bassa velocità comporta notevoli danni alla carrozzeria, ma è una cosa voluta per minimizzare i traumi da decelerazione agli organi degli occupanti.

La diffusione dei veicoli terrestri con movimentazione elettrica è significativamente aumentata negli ultimi anni ed è destinata, salvo imprevedibilità, ad aumentare decisamente di più nei prossimi anni, comportando su scala mondiale la presenza di una notevole quantità di mezzi terrestri di ogni tipo che vengono alimentati esclusivamente da batterie. Si parla ovviamente di pacchi batterie di grandi dimensioni per immagazzinare quella quantità d'energia tale da garantire una sufficiente autonomia operativa al veicolo. Inoltre, negli ultimi decenni la densità energetica delle batterie è aumentata decisamente per motivi di ottimizzazione, amplificando inevitabilmente i problemi sulla sicurezza.

Tutto questo pone dei notevoli problemi di sicurezza legati all'integrità dei pacchi batterie. Problemi che generalmente sono molto minori nel caso di serbatoi di combustibile (fatta eccezione di combustibili come idrogeno, metano e GPL, i quali hanno bisogno di recipienti assai rigidi e resistenti). Esiste quindi la necessità di garantire, nei confronti di abusi che ragionevolmente si possono presentare, un margine di sicurezza per ogni tipo di danno delle batterie.

Nell'ambito delle batterie si fa la distinzione tra cella, modulo e batteria. Le celle possono essere prismatiche, cilindriche o a sacchetto. In un modulo le celle possono essere connesse sia in serie che in parallelo, i diversi moduli sono connessi tendenzialmente in serie, e il pacco batteria è l'insieme di tutti i moduli. In letteratura, lo studio si distingue in singola cella e pacco batteria. Oggigiorno le batterie più diffuse, in ambito veicolistico e non solo, sono quelle agli ioni di litio (Li-ion battery). In un pacco batteria, in genere viene usato

solo un tipo di cella. Comunque, col miglioramento del sistema di gestione della batteria, ci si può aspettare che in futuro in un pacco batteria siano presenti più di un tipo di cella, sempre se ha economicamente senso, per ottimizzare gli ingombri.

I pacchi batterie ad alta tensione rappresentano sistemi altamente complessi, caratterizzati dalla presenza simultanea di componenti meccanici, elettrici ed elettrochimici strettamente interconnessi tra loro. La sicurezza e l'affidabilità del sistema dipendono quindi non soltanto dalle singole celle, ma anche dalla capacità della struttura di garantire adeguata protezione meccanica, corretto supporto dei moduli e mantenimento delle condizioni operative previste durante l'intero ciclo di vita del veicolo.

Nell'ambito delle vetture, il pacco batteria è soggetto a differenti tipologie di sollecitazione, tra cui:

- vibrazioni;
- accelerazioni inerziali;
- urti accidentali;
- espansioni termiche;
- cicli di carico ripetuti.

Nell'ambito dei veicoli passeggeri, la massa del pacco batteria è un parametro rilevante e problematico che va quanto possibile minimizzato e si posiziona il suo baricentro in un punto che limita i problemi per la dinamica del veicolo. Il ribaltamento di un veicolo (qui non si parla esclusivamente degli autoveicoli, ma dei veicoli terrestri in generale) è un fenomeno piuttosto raro ma con conseguenze sempre gravi. Riguardo i veicoli da lavoro, che siano essi ad esempio delle macchine movimento terra o dei trattori, la massa dei pacchi batterie può avere un effetto benefico nei confronti del ribaltamento perché funge di fatto da zavorra. In un certo senso il ruolo di zavorra sussiste anche per i veicoli passeggeri, ma in quel contesto ci sono molti altri svantaggi. Gli involucri dei pacchi batterie da veicoli passeggeri sono in lega d'alluminio per minimizzare la massa (in genere si tratta di una serie di derivazione aeronautica) mentre nel caso dei veicoli da lavoro sono in acciaio strutturale. Un esempio di studio FEM del comportamento all'impatto dell'involucro di un pacco batteria per veicoli passeggeri è riportato in [7].

Un esempio di ambito industriale nel quale la sicurezza dei sistemi di accumulo assume particolare rilevanza è rappresentato dalle applicazioni in atmosfere potenzialmente esplosive. In tale contesto, il mantenimento dell'integrità strutturale dell'involucro assume a maggior ragione un ruolo fondamentale, poiché contribuisce alla protezione delle celle e dei componenti elettrici interni da eventi esterni che potrebbero comprometterne il funzionamento sicuro. Pur non essendo oggetto delle analisi sviluppate nel presente lavoro, tali applicazioni evidenziano ulteriormente l'importanza delle verifiche di robustezza meccanica previste per i sistemi batteria destinati all'impiego industriale.

Riguardo la regolamentazione per i test d'impatto dei pacchi batterie per i veicoli terrestri, le normative sono numerose come riportato in [5]:

- SAE J2464:2009
- ISO 12405-3:2014

- IEC 62660-2:2010
- FreedomCAR:2006
- SAND2017-6925:2017
- GB/T 31485-2015:2015
- UN/ECE-R100.02:2013
- GTR 20:2018

Le norme in questo settore sono lontano dall'essere intercambiabili. Dall'analisi emerge che le normative sopraelencate condividono l'obiettivo di verificare la sicurezza del sistema di accumulo in seguito a uno schiacciamento meccanico, ma differiscono sensibilmente per velocità di applicazione del carico, criteri di arresto della prova, geometria del punzone, orientamento del campione e numero di campioni richiesti. Inoltre, alcune procedure sono applicabili alle sole celle, mentre altre includono anche moduli e pacchi batteria. Si avrebbe bisogno di una maggiore confrontabilità dei risultati delle prove richieste e quindi di una maggiore omogeneizzazione della regolamentazione di questo settore. Al livello europeo si può ad esempio fare riferimento alla UNECE R100. Le varie norme del settore differiscono di molto su come queste prove vanno eseguite. In ogni caso, però, ciascun dispositivo testato non può essere riutilizzato per altri crash test.

1.2.2 Problema del thermal runaway

Nelle batterie agli ioni di litio si possono presentare dei processi incontrollati e con esiti distruttivi come il thermal runaway (deriva termica). Questo è un processo autoalimentato legato all'aumento di temperatura. Questo fenomeno avviene quando un aumento di temperatura fa sì che ci sia un ulteriore aumento di temperatura. Il fenomeno del thermal runaway e delle possibili strategie per la sicurezza delle batterie agli ioni di litio sono descritte ad esempio in [2]. Le principali cause che fanno scaturire il thermal runaway della batteria sono:

- l'abuso elettrico:
  - sovraccarica forzata;
  - sovrascarica;
  - scarica forzata;
  - elevata velocità di carica/scarica.
- l'abuso termico:
  - riscaldamento esterno;
  - surriscaldamento dovuto ad autoriscaldamento.
- l'abuso meccanico:
  - perforazione;

- crash;
- shock;
- vibrazioni;
- immersione.

Considerando l'entità delle sollecitazioni a cui può essere accidentalmente sottoposto un pacco batteria per veicoli da lavoro, tali condizioni possono generare fenomeni di danneggiamento localizzato, deformazioni permanenti o perdita di integrità strutturale, con possibili conseguenze sulla sicurezza complessiva del sistema. In particolare, nei pacchi batterie agli ioni di litio, deformazioni meccaniche eccessive possono causare compressione delle celle, danneggiamento del separatore interno o contatto tra componenti elettricamente attivi, determinando l'innesco di cortocircuiti interni e conseguenti fenomeni di thermal runaway. Anche dei difetti produttivi possono eventualmente comportare il thermal runaway.

Controllo della temperatura

Nei veicoli terrestri a movimentazione elettrica è presente un sistema, indicato come BTMS (Battery Thermal Manegement System - sistema di controllo della temperatura), per raffreddare o riscaldare, a seconda dei casi, il pacco batteria. Temperature eccessive, che siano esse elevate o basse, comportano dei problemi durante il funzionamento che possono diventare anche permanenti. Evitare un eccesso di temperatura è fondamentale per tutelare la durata di vita, l'efficienza e le prestazioni dei pacchi batterie, oltre ovviamente ad evitare il thermal runaway. Durante un impego a basse temperature, l'autonomia risulta essere minore.

Il layout dei pacchi batterie è progettato col compromesso tra massimizzare la quantità di celle contenute e massimizzare lo scambio termico delle stesse.

I sistemi di raffreddamento possono essere ad aria o a liquido. Il sistema di raffreddamento forzato ad aria è più limitato in termini smaltimento del calore, ma è meno sofisticato. Nella progettazione di un impianto di raffreddamento ad aria possono essere usate delle simulazioni CFD per valutare il moto dell'aria nel sistema e la distribuzione di temperatura. Il sistema di raffreddamento a liquido prevede dei condotti che passano intorno ai moduli in cui scorre il liquido refrigerante. Il liquido di raffreddamento va ispezionato regolarmente e sostituito. L'impiego di un liquido in un ambiente a rischio elettrico come quello di un pacco batteria comporta di per sé maggiori problemi di sicurezza. Tra l'altro, l'impatto di un pacco batteria può comportare fra le varie cose la fuoriuscita del liquido di raffreddamento dai sui condotti con i pericoli elettrici che ne conseguono. Vengono anche presi in considerazione dei sistemi misti che combinano sia il raffreddamento con liquido sia quello forzato con aria [10]. Nell'ambito delle vetture passeggeri a movimentazione elettrica, per necessità di efficienza, di elevata densità di energia immagazzinabile e per la possibilità di usufruire di economie di scala, al giorno d'oggi è usato il raffreddamento con liquido.

1.2.3 Studio delle celle

Come già specificato, in questo lavoro di simulazioni non si considera accettabile che le celle arrivino a subire dei carichi meccanici. Per analizzare i problemi di sicurezza dei pacchi batterie che possono comunque sussistere negli impatti violenti, sono stati richiamati

degli studi che valutano l'applicazione di carichi meccanici sulle celle stesse. Infatti, le celle possono sopportare un certo livello di deformazione senza arrivare a dei cortocircuiti interni. Per condurre un crash test di una cella o un modulo o una batteria, in generale si mette il dispositivo in questione su un supporto elettricamente isolato e poi si applica una forza tramite un indentatore sul dispositivo stesso.

Lo studio riportato in [1] analizza una disposizione sfalsata delle celle per mitigare i danni dovuti a un impatto laterale contro un palo. I risultati mostrano che l'impiego di celle di spessore inferiore consente di distribuire la deformazione su un numero maggiore di celle, riducendo così la deformazione massima delle celle prossime alla zona d'impatto. Tuttavia, la riduzione delle dimensioni delle celle comporta un aumento del numero di componenti e può penalizzare la densità energetica del pacco batteria. Sebbene una disposizione sfalsata comporti un utilizzo meno efficiente dello spazio disponibile, gli spazi che si generano possono essere sfruttati per integrare altri elementi del pacco batteria, quali cablaggi, sistema di raffreddamento o rinforzi strutturali.

Un esempio di studio sperimentale riguardante test dinamici di impatti condotto sulle celle prismatiche per applicazioni automobilistiche è riportato in [6]. In particolare, in esso sono stati valutati campioni con diverso SoC (State of Charge - stato di carica), differente qualità costruttiva e differente energia specifica. Quei campioni sono stati sottoposti a differenti configurazioni sperimentali e differenti velocità di deformazione. Tra le varie conclusioni di tale studio vi è che il comportamento deformativo non mostra una dipendenza significativa dal SoC.

L'invecchiamento della batteria, dovuto sia al trascorrere del tempo sia all'accumulo di cicli di carica-scarica, rappresenta un aspetto potenzialmente rilevante ai fini della sicurezza. L'età e il numero di cicli di carica-scarica possono modificare le caratteristiche della batteria e, di conseguenza, incidere sul suo comportamento in condizioni di abuso di natura meccanica, elettrica o termica. Tuttavia, la questione dell'invecchiamento non rientra tra gli obiettivi del presente lavoro.

Tra i fenomeni che possono manifestarsi nelle batterie agli ioni di litio vi è il graduale accumulo di gas all'interno delle celle, dovuto a reazioni chimiche associate al degrado dell'accumulatore. L'accumulo di gas è un fenomeno irreversibile e può determinare il rigonfiamento della cella. Un rigonfiamento evidente costituisce un indicatore di degrado avanzato, comporta generalmente un peggioramento delle prestazioni e può incrementare i rischi per la sicurezza. Per questo motivo, una batteria che presenta un rigonfiamento significativo è generalmente considerata non idonea all'impiego e viene sostituita.

1.2.4 Analisi qualitativa dei guasti

Nel fare considerazioni sui guasti dei pacchi batteria e più in generale, per lo studio dei problemi di affidabilità e sicurezza gli approcci più strutturati possono riguardare l'impiego di:

- FMEA (Failure Mode and Effects Analysis - analisi dei modi e degli effetti dei guasti). Questa è una metodologia per identificare potenziali errori o guasti in prodotti o processi, analizzarne le cause e valutarne gli effetti. Il suo obiettivo è anticipare le criticità per definire azioni correttive.

- FMECA (Failure Mode, Effects, and Criticality Analysis - analisi dei modi, degli effetti e della criticità dei guasti). Questa metodologia è una estensione quantitativa della FMEA.
- FTA (Fault Tree Analysis - analisi dell'albero dei guasti). Questo è un metodo deduttivo (approccio top-down) in cui viene postulato l'evento finale pericoloso e in relazione ad esso vengono determinati i possibili eventi, guasti e situazioni che possono portare a tale evento finale, utilizzando una logica booleana.

Questi metodi non sono intercambiabili tra loro. Al fine di identificare i principali meccanismi di guasto associati ai pacchi batterie per veicoli terrestri, è stata sviluppata una FMEA qualitativa preliminare. L'analisi è stata condotta con finalità principalmente descrittive, senza l'obiettivo di realizzare una valutazione quantitativa completa dell'affidabilità del pacco batteria. In questo contesto, la metodologia FMEA consente di analizzare:

- le principali modalità di guasto del sistema;
- le possibili cause che possono generarle;
- gli effetti sul funzionamento del pacco batteria;
- le potenziali conseguenze in termini di sicurezza.

La FMEA rappresenta quindi uno strumento per classificare i failure modes del sistema già nelle prime fasi progettuali, permettendo di individuare i sottosistemi maggiormente critici e i possibili meccanismi di danneggiamento che possono compromettere l'integrità del pacco batteria. Nella formulazione classica della metodologia, la criticità di un failure mode può essere espressa mediante il Risk Priority Number (RPN):

$$RPN = Severity \times Occurrence \times Detection \tag{1.1}$$

dove:

- *Severity* rappresenta la gravità degli effetti del guasto;
- *Occurrence* rappresenta la probabilità di occorrenza del failure mode;
- *Detection* rappresenta la capacità di individuare il guasto prima che esso produca effetti critici sul sistema.

Nel presente lavoro non è stata sviluppata una FMECA quantitativa, poiché non risultano disponibili dati sperimentali relativi ai tassi di guasto e alle probabilità di occorrenza dei singoli componenti del pacco batteria. L'analisi è stata pertanto fatta qualitativamente, con l'obiettivo di identificare e classificare i failure modes maggiormente rilevanti dal punto di vista della sicurezza. Particolare attenzione è stata rivolta ai guasti di natura meccanica, in quanto direttamente collegati alle verifiche di integrità previste dalla normativa. Sebbene molti failure modes dei pacchi batterie abbiano origine elettrica o termica, tali fenomeni risultano frequentemente innescati da danneggiamenti strutturali o deformazioni meccaniche del sistema. La perdita di integrità dell'involucro, il cedimento delle strutture

di supporto o gli spostamenti relativi tra i moduli possono infatti compromettere il corretto funzionamento dei componenti elettrici ed elettrochimici interni. La Tabella 1.1 riporta una sintesi dei principali failure modes identificati nell'analisi preliminare.

L'analisi evidenzia come numerosi failure modes risultino direttamente correlati alla risposta strutturale del pacco batteria sotto carichi esterni. In particolare, deformazioni localizzate dell'involucro o dei supporti interni possono propagarsi ai componenti elettrochimici, generando condizioni potenzialmente critiche per la sicurezza del sistema. La FMEA è stata pertanto utilizzata come strumento preliminare per:

- identificare le zone strutturalmente più critiche del pacco batteria;
- evidenziare i possibili meccanismi di danneggiamento;
- supportare la definizione delle condizioni di analisi FEM;
- individuare i parametri strutturali maggiormente significativi da monitorare durante le simulazioni numeriche.

Tra questi assumono particolare rilevanza:

- tensioni equivalenti di von Mises;
- deformazioni plastiche;
- spostamenti relativi tra i moduli;
- intrusioni locali;
- concentrazioni di tensione nelle zone di fissaggio e saldatura.

Sottosistema	**Modalità di guasto**	**Possibili cause**	**Effetti principali**	**Possibili conseguenze**
Involucro del pacco batteria	Deformazione eccessiva	Carichi d'urto, accelerazioni elevate, ridotta rigidezza strutturale	Perdita di integrità meccanica	Intrusione nei moduli batteria
Struttura di supporto celle	Deformazione plastica	Carichi inerziali, deformazioni locali	Compressione delle celle	Danneggiamento interno delle celle
Celle batteria	Cortocircuito interno	Intrusione meccanica, deformazione del separatore	Incremento locale della temperatura	Thermal runaway
Sistema di fissaggio	Allentamento o cedimento bulloni	Vibrazioni, urti, precarico insufficiente	Riduzione della stabilità strutturale	Spostamento dei moduli
Busbar	Deformazione permanente	Spostamenti relativi dei moduli	Discontinuità elettrica	Malfunzionamento elettrico
Sistema di raffreddamento	Perdita di refrigerante	Fessurazione	Riduzione della capacità di raffreddamento	Surriscaldamento celle
Giunzioni saldate	Criccatura o rottura	Concentrazioni di tensione, fatica	Riduzione della rigidezza locale	Cedimento strutturale localizzato

Tabella 1.1: Analisi qualitativa dei modi e degli effetti dei guasti di un pacco batteria

1.3 Norma UNECE R100

La norma UNECE R100 (formalmente UN Regulation No. 100) è un regolamento della United Nations Economic Commission for Europe che definisce i requisiti di sicurezza per i veicoli elettrici a batteria [9]. Viene dedicata particolare attenzione alla batteria, la quale viene indicata come sistema di accumulo energetico ricaricabile (REESS - Rechargeable Energy Storage System). Questa norma è un regolamento di omologazione ed ha quindi una notevole influenza sulla progettazione di questi sistemi. La R100 ha avuto delle revisioni: in questo lavoro si è fatto riferimento alla revisione 3.

La R100 è formata principalmente da due parti:

- parte I (focalizzata sulla sicurezza elettrica del veicolo);
- parte II (focalizzata sulla sicurezza della batteria).

Va precisato che la parte II non si applica alle batterie il cui uso riguarda essenzialmente l'avviamento del motore termico, le luci ed altri accessori ausiliari del veicolo. Cioè, ci si sta riferendo appunto alle batterie usate per l'ordinaria movimentazione del veicolo.

La parte II tratta i seguenti aspetti:

- Vibration;
- Thermal shock and cycling;
- Mechanical impact;
- Fire resistance;
- External short circuit protection;
- Overcharge protection;
- Over-discharge protection;
- Over-temperature protection;
- Overcurrent protection;
- Low-temperature protection;
- Management of gases emitted from REESS;
- Warning in the event of operational failure of vehicle controls that manage REESS safe operation;
- Warning in the case of a thermal event within the REESS;
- Thermal propagation.

1.3.1 Mechanical integrity

La prova secondo la UNECE R100 richiede di spingere gradualmente il pacco batteria contro un muro rigido mediante un indentatore dalla particolare geometria finché la forza non raggiunge il valore di 100 kN. L'indentatore (crush plate) come dimensioni è 600x600 mm ed ha tre profili con raggio 75 mm. La spaziatura tra i profili deve essere di 30 mm. La R100 in realtà consente che l'indentatore sia più piccolo di quanto appena specificato.

La forza deve essere di almeno 100 kN, ma non deve eccedere 105 kN. Il tempo di carico deve essere minore di 3 min ed il tempo di mantenimento deve essere di almeno 100 ms, ma non deve eccedere 10 s.

Sempre secondo la R100, un carico maggiore, un tempo della rampa di carico maggiore, un tempo di mantenimento maggiore, oppure una combinazione di questi tre, può essere applicata alla richiesta del costruttore.

L'applicazione del carico è definita dal costruttore tenendo conto della direzione di marcia del REESS in relazione alla sua installazione nel veicolo. Il carico è applicato in direzione orizzontale e perpendicolare alla direzione di marcia del REESS.

Dopo il test ci deve essere un periodo d'osservazione di 1 h alle condizioni della temperatura ambiente del test stesso.

Capitolo 2

Modello FEM

2.1 Cenni riguardo il FEM

2.1.1 Generalità

Talvolta, invece dell'acronimo FEM (Finite Element Method - metodo agli elementi finiti), si può sentire parlare di FEA (Finite Element Analysis - analisi agli elementi finiti), ma sono la stessa cosa. Tendenzialmente, l'acronimo FEM è più usato in ambito accademico, mentre l'acronimo FEA è più usato in ambito industriale. Questo metodo numerico consente di compiere una modellazione di problemi fisicamente complessi in maniera industrialmente praticabile. Tramite questo metodo, c'è la possibilità di ottimizzare la fase di progettazione a tal punto che, al giorno d'oggi, si può in genere passare direttamente alla sperimentazione con un prototipo pressoché definitivo e senza bisogno di significative correzioni. Ormai da decenni il metodo agli elementi finiti è un approccio consolidato e riconosciuto. I problemi fisici che possono richiedere industrialmente una risoluzione con dei codici di calcolo si possono in genere catalogare come segue:

- calcolo strutturale;
- cinematica e dinamica;
- meccanica dei fluidi;
- acustica;
- analisi termica.

Comunque, per analizzare problemi applicativi specifici, è spesso necessario considerare simultaneamente fenomeni fisici di diverso ambito. D'altra parte, in termini di campi di applicazione del metodo agli elementi finiti, si possono generalmente considerare:

- strutturale;
  - lineare;
  - non-lineare;

  - instabilità elastica (buckling);
  - analisi termica;
  - analisi dinamica;
  - fatica;
- trasmissione del calore;
- elettromagnetismo.

Tra l'altro, il FEM è nato nell'ambito strutturale, ma poi per le sue potenzialità è stato esteso a molti altri settori che richiedono un'analoga modellazione fisico-matematica.

I limiti che storicamente vengono incontrati da parte di chi lo utilizza riguardano la raffinatezza del modello realizzabile (in altre parole, il numero di elementi che si può usare), ed in parte correlato a quest'ultimo aspetto, il tempo computazionale. Comunque, grazie al prodigioso avanzamento tecnologico dei computer, il problema del tempo (e quindi costo) di calcolo oggi è decisamente minore rispetto ad anni fa. Le simulazioni di crash di una certa complessità oggi possono durare da ore a decine di ore su PC ordinari (come quello usato per fare questo lavoro).

Il problema di minimizzare la pesantezza computazionale di questo metodo, senza perdere eccessivamente in termini di accuratezza, è stato evidente fin dall'inizio. Recentemente è stato presentato il metodo FEMIN (Finite Element Method Integrated Networks), che propone l'integrazione di reti neurali nei modelli agli elementi finiti per sostituire la risoluzione numerica di porzioni del dominio, riducendo così il costo computazionale delle simulazioni [8]. Nel lavoro di tesi, comunque, è stato usato il FEM "tradizionale".

Breve confronto con altri metodi numerici

Per meglio inquadrare il FEM, si riporta qui di seguito un breve confronto con altri possibili metodi numerici. Con tutti questi metodi numerici (FEM, BEM, FVM, FDM) si possono risolvere gli stessi problemi che richiedono la risoluzione di equazioni differenziali alle derivate parziali, ma tra di loro ci può essere un grande divario in termini di accuratezza dei risultati, facilità di modellazione e tempo computazionale. Per questo, non esiste un metodo universale, sebbene il FEM sia tra questi generalmente il più diffuso, ma ognuno tende ad essere usato negli ambiti in cui è più ottimale in termini di utilità dei risultati in relazione al costo per ottenerli.

BEM - Boundary Element Method L'idea su cui è basato il BEM (metodo degli elementi di contorno) è che viene discretizzato solo il contorno del dominio e non tutto il dominio come invece avviene col FEM. Quindi, col BEM: se il dominio è un volume viene discretizzata una superficie; se il dominio è una superfcie viene discretizzata una linea. Il BEM è molto utile per risolvere problemi di acustica.

FVM - Finite Volume Method Il FVM (metodo ai volumi finiti) è molto utile per risolvere equazioni di conservazione. Il dominio viene suddiviso in volumi di controllo. Questo è il metodo alla base di molti software CFD.

FDM - Finite Difference Method Il FDM (metodo delle differenze finite) fa la discretizzazione di equazioni differenziali alle derivate parziali. Va osservato che invece gli altri metodi citati (FEM, BEM, FVM) fanno la discretizzazione della forma integrale delle equazioni.

Di fatto il FDM è una delle tecniche più semplici ed antiche per risolvere equazioni differenziali. Oggi viene usato quando per dei problemi semplici.

Equazioni del sistema

Nel caso completo (analisi dinamica), le equazioni per descrivere il sistema si possono scrivere come:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \tag{2.1}$$

dove:

- [M] è la matrice di massa;
- [C] è la matrice di smorzamento;
- [K] è la matrice di rigidezza;
- {x} è il vettore dei gradi di libertà;
- {F} è il vettore della forzante.

Nel caso di analisi statica, invece, si annullano le derivate rispetto al tempo dei gradi di libertà, quindi non compaiono l'effetto inerziale e l'effetto smorzante. In ambito dinamico il metodo agli elementi finiti può essere usato anche per fare l'analisi modale. Con il FEM infatti si può stimare le forme modali e le frequenze proprie a cui esse si presentano.

In questo lavoro si svolgono sia simulazioni in ambito statico che in ambito dinamico.

Natura approssimata del metodo FEM

Il metodo agli elementi finiti non va confuso con il calcolo matriciale di strutture. Con il calcolo matriciale di strutture, la matrice di rigidezza viene risolta in maniera esatta. Con gli elementi finiti la matrice di rigidezza viene risolta in maniera approssimata. Gli elementi finiti di fatto forniscono sempre una soluzione approssimata.

In un modello FEM, un nodo è l'entità più basilare. Un nodo rappresenta una posizione fisica nella struttura ed è usato da un elemento per definire posizione e forma dell'elemento stesso.

2.1.2 Cenni di teoria

Il metodo agli elementi finiti dà una soluzione numerica di un problema differenziale risolta in forma integrale su un dominio finito. Il problema fisico in questione è descritto con equazioni differenziali alle derivate parziali. Una vasta trattazione al livello teorico si può trovare in [4].

In generale l'approccio FEM consiste nei seguenti passi:

- dal problema differenziale si ottiene un funzionale in forma integrale su un dominio finito;
- applicazione di una discretizzazione del continuo introducendo funzioni di approssimazione;
- sostituzione delle funzioni di approssimazione nel funzionale integrale. Si ricava così un problema matriciale.

La soluzione del FEM è sempre discontinua. Per averne, ipoteticamente parlando, una continua si dovrebbe fare degli elementi che hanno le dimensioni dell'infinitesimo. Il metodo agli elementi finiti viene eseguito in con questa sequenza:

- pre-processing (modellazione);
- solution;
- post-processing (visualizzazione dei risultati).

La spiegazione che si dà qui della teoria del FEM riguarda strettamente l'ambito strutturale, ma i suoi concetti sono direttamente generalizzabili ed estendibili anche agli altri ambiti. Mediante il principio dei lavori virtuali si passa dalle 15 equazioni del problema elastico lineare ad 1 equazione di bilancio energetico.

Legge di spostamento di tutti i punti di un continuo deformabile:

$$\{u\} = [n]\{s\} \tag{2.2}$$

Proprietà delle funzioni di forma: Per garantire la convergenza dell'analisi al diminuire della dimensione dell'elemento, la funzione scelta per approssimare il campo degli spostamenti deve seguire le seguenti regole:

1. deve essere continua all'interno dell'elemento e possedere derivata fino all'ordine n richiesto dal particolare problema;
2. deve rappresentare il moto rigido dell'elemento;
3. deve rappresentare uno stato di deformazione costante;
4. deve avere continuità tra elementi adiacenti;
5. deve essere isotropa.

Se le funzioni di forma soddisfano le 1), 2), 3) sono definite complete. Se esse soddisfano anche la 4) sono definite compatibili. Le funzioni di forma se sono complete e compatibili sono definite conformi.

L'elemento isoparametrico lineare (nel caso piano ha 4 nodi, nel caso solido ha 8 nodi) non è in grado di rappresentare correttamente uno stato di tensione con presenza di gradienti.

Il calcolo della matrice di rigidezza [k] nei casi pratici reali non può essere fatto con un'integrazione analitica, ma viene fatto con un'integrazione numerica. Uno degli schemi di integrazione numerica più usati è il metodo di Gauss.

Errori di approssimazione della soluzione nei FEM:

- discretizzazione dovuta all'ordine del polinomio della funzione di forma;
- forma geometrica degli elementi;
- gli integrali per il calcolo della matrice di rigidezza non sono risolti analiticamente, ma numericamente;
- approssimazione numerica;

In un elemento isoparametrico eccessivamente distorto la matrice jacobiana diventa singolare: lo jacobiano tende a zero ed in condizioni estreme può essere negativo.

Quando il determinante della matrice jacobiana è minore di zero, il codice si ferma. Quando invece la mesh è distorta ma non in maniera eccessiva, il codice dà un warning, ma può andare avanti.

Gli elementi forniscono i risultati migliori quando la loro forma geometrica coincide con quella dell'elemento di riferimento. Nella pratica, però, è improbabile che la maggior parte degli elementi abbiano una forma geometrica ideale. Finché la distorsione dell'elemento è limitata, il risultato è ancora accettabile, ma oltre un certo limite la rigidezza dell'elemento viene valutata con scarsa precisione. Se la distorsione supera un limite critico, il calcolo della matrice di rigidezza diventa impossibile (matrice jacobiana singolare).

La mesh approssima il comportamento reale della geometria. Tipi di elementi che possono essere usati:

- mono-dimensionale: una dimensione è molto più grande delle altre. La forma dell'elemento è una linea. Va definita l'area della sezione.
- bi-dimensionale: due dimensioni sono molto più grandi dell'altra rimanente. La forma di un elemento può essere di tipo quad o tria. Va definito lo spessore.
- tri-dimensionale: le tre dimensioni sono comparabili. Forma dell'elemento: tetra, hex. Non va fornita alcuna informazione aggiuntiva.
- altri:
  - massa
  - smorzatore
  - molla
  - gap
  - elemento rigido

La selezione del tipo di elemento dipende da:

- geometria (dimensione e forma);
- tipo di analisi;
- tempo a disposizione.

Naturalmente, quando non è proponibile usare un elemento di una data dimensione, si passa all'elemento della dimensione superiore. Da un punto di vista teorico, con gli elementi 3D (appunto solid) non si sbaglia mai, ma nella pratica per motivi di efficienza vanno evitati quando possibile.

Convergenza

Convergenza nei metodi FEM: Con un metodo FEM, per migliorare l'approssimazione della risposta, facendola così convergere al risultato esatto, ci sono due opzioni complementari tra loro:

- aumentare il grado del polinomio n delle funzioni di forma utilizzando un tipo di elemento di grado superiore;
- aumentare il numero di nodi ed elementi per la discretizzazione del continuo, utilizzando lo stesso tipo di elemento.

Tipi di errori

In un modello agli elementi finiti gli errori si distinguono in:

- globali: si riferiscono ad una tipologia di errore distributo in tutta la struttura;
- locali: si riferiscono ad un determinato parametro in punti specifici della struttura.

Il residuo è rappresentativo dell'errore che proviene dalla discretizzazione di un modello continuo e, essendo intrinseco al metodo degli elementi finiti, è un errore di tipo globale. In un modello agli elementi finiti il residuo non è mai nullo. C'è un residuo poiché la struttura simulata è sempre più rigida della realtà. Il residuo può essere minimizzato o tenuto sotto controllo.

Non è sufficiente valutare solo il residuo, in quanto possono esserci dei casi in cui sebbene il residuo non sia elevato, il risultato è visibilmente sbagliato. Vanno valutati anche eventuali errori locali di zone critiche come ad esempio gli intagli.

L'integrazione numerica è un errore globale.

La velocità di convergenza è diversa per ogni elemento. Facendo una comparazione degli elementi piani, la convergenza è:

- pessima per l'elemento a tre nodi;
- buona per l'elemento a quattro nodi compatibile;
- molto buona per l'elemento a quattro nodi con modi incompatibili;
- ottima per l'elemento a otto nodi.

Nella pratica si cerca di non usare mai un elemento piano a tre nodi.

La formulazione degli elementi distingue gli elementi stessi in:

- lineari (senza o con extrashapes);
- quadratici.

In alcuni casi la convergenza può avvenire con delle oscillazioni. Non è sempre garantita la monotonia nella convergenza con elementi extrashapes.

Un modello agli elementi finiti risulta essere sempre più rigido dell'oggetto fisico che si vuole simulare. L'uso migliore del FEM sta nell'utilizzo del minor numero di nodi necessari per raggiungere un risultato fisicamente accettabile. Un calcolo che sottostima le tensioni, come appunto fa il FEM, va valutato con particolare attenzione in quanto non è cautelativo.

Tipi di elementi per delle geometrie a parete sottile

Quando si deve simulare al FEM una struttura a parete sottile, dal CAD si deve avere il piano medio perché è in generale lì che si lavora sul FEM.

L'involucro oggetto di questo lavoro ha uno spessore sottile e per questo ai fini del modello FEM la geometria in questione è fatta da sole superfici. Di fatto, la mesh viene poi realizzata con elementi di tipo shell.

In un elemento shell in un codice commerciale agli elementi finiti è necessario definire lo spessore come real constant. Invece, ad esempio, per un elemento solido non si deve definire nessuna real constant.

Data la geometria a parete sottile, gli elementi più opportuni da usare sono di tipo shell i quali consentono di condurre in questo contesto un'analisi accurata e di non avere gli inconvenienti degli elementi tridimensionali quando questi sono applicati a corpi sottili. Per i corpi a parete sottile, gli elementi shell rispetto agli elementi tridimensionali consentono di risparmiare una notevole quantità di nodi e quindi di elementi stessi. Così si riduce il tempo computazionale delle simulazioni, o da un altro punto di vista si riesce a realizzare una mesh più fitta a parità di numero di elementi usati. Di fatto, se per assurdo si volesse usare degli elementi solidi per modellare una geometria a parete sottile (corpo approssimativamente bidimensionale) rispetto all'uso di elementi shell, servirebbe a confronto una quantità enorme ed irragionevole di elementi anche solo per averli con una forma di qualità, cioè vicina alla forma del cubo.

Ci possono essere delle eventuali limitazioni nell'usare l'approccio dell'impiego di superficie media per generare mesh con elementi bi-dimensionali. Un tale approccio può portare a delle approssimazioni non accettabili se:

- la geometria ha uno spessore variabile.
- le supefici non sono planari.

Compresenza di elementi differenti

Un modello FEM può contere elementi di diversa natura che siano: mono-dimensionali, bi-dimensionali e tri-dimensionali. Ad esempio, stutture che possono riguardare scocche veicolistiche, carrozzerie ferroviarie, fusoliere ed ali sono fatte da pannelli e corpi di rinforzo modellabili come travi. In questi casi, si possono mettere insieme elementi shell e beam.

2.1.3 Considerazioni pratiche

Livello di dettaglio della modellazione

Essendo l'analisi FEM approssimata, modellare i dettagli nella maniera più minuziosa senza considerare le capacità del software e dell'hardware può complicare inutilmente il problema. Ad esempio, nell'analisi di una struttura tale per cui ci si aspetta che la zona di maggior interesse non sia presso dei collegamenti filettati, tali collegamenti possono essere modellati in maniera semplificata. Può comportare un notevole sperpero di tempo aspettare a fare una simulazione FEM solo quando si ottiene il file CAD molto dettagliato. Questo perché per motivi di ottimizzazione strutturale che si possono scoprire al FEM, si deve quindi ritornare al file CAD per fare delle modifiche che probabilmente non sono più

praticabili e questa cosa può voler dire rifare il CAD quasi da capo. Per questo, durante lo sviluppo del CAD, a seconda ovviamente della complessità della geometria e del modello che si vuole ottenere, è buona cosa fare delle simulazioni preliminari al FEM di un CAD relativamente semplice.

Non esiste un elemento che sia migliore degli altri in assoluto. Bisogna considerare:

- tempi di calcolo;
- percorso di ottimizzazione che si vuole fare col modello. Più il modello è semplice, più si possono cambiare i parametri con facilità. Un modello più complesso può andare bene quando ci si avvicina alla prototipazione in officina.

Dato che nessun software commerciale di analisi FEM è perfetto, ognuno ha i suoi vantaggi e svantaggi, in certe circostanze può controintuitivamente essere conveniente usare una combinazione di più di un software.

La riduzione delle approssimazioni contrasta la necessità di ridurre nel contempo i tempi ed i requisiti di calcolo. Gli errori ammissibili ed i conseguenti tempi di calcolo devono quindi discendere da una precisa scelta progettuale.

Analisi non-lineare

La non-linearità di un modello nella meccanica strutturale viene introdotta quando la rigidezza del modello stesso cambia. In genere, sono tre i fattori principali che possono far cambiare la rigidezza di un sistema:

- grandi spostamenti;
- contatti non-lineari;
- materiali non-lineari.

Ci sono anche altri casi particolari che possono far cambiare la rigidezza complessiva, come ad esempio:

- delaminazione;
- danneggiamento (e quindi perdita di prestazioni) o rottura del materiale.

I problemi non-lineari sono generalmente history dependent. Per ottenere un certo livello di accuratezza, la soluzione va ottenuta con una serie di piccoli incrementi.

Grandi spostamenti Una grande deformazione rappresenta un cambiamento non trascurabile della forma della struttura. Vale a dire che possono cambiare lo spessore delle pareti, l'area delle sezioni e la direzione d'applicazione dei carichi. Tutto ciò può avere effetti sulla distribuzione del carico. Ne risulta una risposta non-lineare dello spostamento data una forza applicata.

Comunque, questo non significa che se un componente soggetto ad un carico presenta una variazione dell'area della sezione, allora per tale componente si sta necessariamente verificando una grande deformazione. Infatti, un cambiamento dell'area della sezione può anche verificarsi con delle piccole deformazioni, ma in quest'ultimo caso si parla di cambiamenti trascurabili e quindi la risposta forza-spostamento in questo caso si può approssimare come una risposta lineare.

Contatti non-lineari Un contatto può introdurre delle non-linearità in vari modi, ma non tutti i contatti introducono delle non-linearità. L'attrito è per sua natura una fonte di non-linearità.

Se un contatto è non-lineare a causa di possibili moti relativi tra le parti, ma tali moti sono piccoli ed il contatto occupa una parte piccola dell'intera struttura da modellare, allora tale contatto può essere approssimato a contatto lineare. Nel condurre un'analisi FEM bisogna stabilire se questi dettagli sono rilevanti per lo studio e decidere quindi se un contatto che al livello teorico è non-lineare può essere accettabilmente modellato come lineare. In generale, una maniera per stabilire se un contatto è non-lineare è valutare se possono sussistere tra i due corpi a contatto dei moti relativi che non possono essere trascurati. La valutazione dei moti relativi riguarda sia la direzione normale sia la direzione tangenziale.

La perdita di contatto è anch'essa una non-linearità.

Materiali non-lineari Una non-linearità causata dal materiale è introdotta dal comportamento meccanico del materiale stesso. Generalmente si guarda all'andamento tensione-deformazione per valutare se il comportamento del materiale è linerare o non-lineare. Molti metalli tendono ad avere un comportamento lineare con piccole deformazioni. Comunque, se per il metallo in questione si sta verificando il comportamento a scorrimento viscoso (creep), allora questo materiale è una causa di non-linearità. Mentre invece materiali come le gomme tendono ad avere un comportamento non-lineare.

Metodo di Newton-Raphson

Con un problema che presenta un comportamento da non-linearità, è necessario che anche il solutore abbia una logica non-lineare.

In maniera esemplificativa per illustrare il concetto di Newton-Raphson, si può pensare ad un sistema con un solo scalare della rigidezza, sulla quale poi si va ad iterare. Fondamentalmente, questi sono gli step del metodo:

1. lo spostamento $\{u_0\}$ si assume che nella prima iterazione sia nullo. Nelle iterazioni successive, esso viene ottenuto dal time step precedente;

2. viene linearizzata e calcolata la matrice di rigidezza [K] basandosi sullo spostamento attuale {u} ed altri fattori variabili come materiale non-lineare e lo status del contatto;

3. calcolo della forza interna F^n_{int} dalle tensioni dell'elemento (che sono ricavate delle deformazioni e quindi dallo spostamento corrente);

4. calcolo dell'incremento di spostamento $(\Delta u)^n$;

5. si aggiunge Δu ad $\{u_n\}$ per ottenere la successiva approssimazione;

6. calcolo della forza residua:
$$F^n_{res} = F_{ext} - F^n_{int} \tag{2.3}$$

7. se $F^n_{res} \leq tolleranza$, allora la soluzione è andata a convergenza, altrimenti bisogna riprendere dal punto 1.

dove:

- n è il numero di iterazioni;
- F_{ext} è la forza applicata;
- F_{int} è la forza interna calcolata;
- F_{res} è la forza residua;
- Δu è l'incremento di spostamento;
- [K] è la matrice di rigidezza;
- {u} è il vettore dello spostamento.

Si parte dal presupposto che all'inizio non si conosce la risposta. L'obiettivo è calcolare lo spostamento nel sistema per una data forza F_{ext}.

Con la prima iterazione, si parte da un sistema a spostamento nullo. La stima iniziale della rigidezza non influenza l'accuratezza dei risultati. Comunque, più è vicina la stima iniziale al valore reale, più sarà veloce la convergenza del metodo. Lo spostamento calcolato è u_1. Si impone lo spostamento u_1 al sistema e si calcola la somma delle forze interne generate nel sistema e questa dà F_1. Se il sistema è in equilibrio, allora $F_{ext} = F_1$. Se così non è, allora lo spostamento calcolato è incorretto.

Con la seconda iterazione, si parte con lo spostamento u_1, si ricalcola la stima della rigidezza del sistema e di nuovo si ricalcola lo spostamento finale per la forza applicata F_{ext}. A questo punto lo spostamento è u_2. Nuovamente si va così a ricalcolare le forze interne nel sistema ottenendo F_2. Poi si controlla se F_2=F_{ext}.

Si prosegue con le iterazioni finché la differenza tra F_{ext} (la forza applicata) ed F_i (l'i-esimo valore delle forze interne) è minore o uguale ad un valore di tolleranza prestabilito. Idealmente si vorrebbe che tale differenza si annulli, ma nella realtà non sarebbe fattibile dovendo richiedere un numero di iterazioni che tende ad infinito.

Le iterazioni quindi vengono fatte fino a quando le forze interne calcolate convergono alle forze applicate nell'intervallo stabilito dalla tolleranza. Questa soluzione viene detta force converged solution. La tolleranza può essere definita dall'utente e viene detta criterio di convergenza.

Come già specificato, questa spiegazione ha riguardato solo un termine di rigidezza: con strutture reali modellate con elementi finiti, naturalmente, c'è la matrice di rigidezza che porta con sé molti termini di rigidezza.

Gestione della geometria

Un controllo fondamentale che va fatto prima di impostare la modellazione FEM è capire se nel CAD ci sono delle superfici doppione e nell'eventualità in cui queste siano presenti, esse vanno identificate e vanno eliminati i corrispettivi duplicati. In molti casi, è appropriato se non necessario semplificare la geometria importata per poter ottenere una buona qualità della mesh. Spesso infatti si può avere a che fare con una geometria inutilmente troppo dettagliata ai fini dell'analisi FEM.

Se ci si trova nella circostanza in cui, ad esempio, è necessario che in una certa porzione di un componente la dimensione degli elementi non superi una certa soglia, ed in tale porzione comprende il raccordo di una lamiera piegata, si può semplificare tale raccordo. Cioè, nel CAD da usare per fare il modello FEM, tale raccordo può essere sostituito da uno spigolo vivo.

Un caso di bordo particolare è quello non-manifold, il quale è condiviso da tre o più superfici. Un bordo del genere si presenta ad esempio per delle eventuali intersezioni a "T" tra superfici. Il caso di bordo con geometria a "T" si può presentare se vengono fatte delle nervature nel modello studiato.

Se a fare il CAD e a farne l'analisi FEM non sono la stessa persona, come avviene spesso al livello industriale, colui che conduce l'analisi FEM in genere non riceve un file CAD con le correzioni geometriche apposite per la generazione della mesh. Questa cosa è comprensibile considerando che i disegni CAD non sono concepiti per finire esclusivamente in mano all'analista FEM.

Trattamento del contatto

Riguardo i requisiti della formulazione di un contatto, ci si basa su tre regole per forzare numericamente un contatto:

- assenza di compenetrazione tra i corpi a contatto;
- equilibrio tra le forze applicate e le forze di contatto in caso di problemi statici;
- conservazione della quantità di moto in caso di problemi dinamici (come gli impatti).

Questi appena elencati sono i requisiti più importanti in ogni formulazione di contatto per avere un'accurata interazione.

Ci sono vari approcci riguardo la modellazione numerica di un contatto. Le formulazioni più diffuse del contatto che vanno incontro ai requisiti sopraelencati sono:

- Penalty method;
- Lagrange multiplier method.

Ci sono ulteriori formulazioni a disposizione, alcune delle quali sono un ibrido di queste due.

Penalty method Nella formulazione penalty, il contatto è trattato come una rigidezza attaccata tra i due corpi che si oppone alla loro compenetrazione. Questa opposizione è modellata nella forma di rigidezza di contatto che è funzione di vari fattori: principalmente si tratta delle proprietà del materiale dei corpi, la loro geometria e la loro cinematica. In ogni contatto vengono usate due diverse rigidezze di contatto: una nella direzione normale; l'altra nella direzione tangenziale.

Nella formulazione penalty, di fatto, i corpi possono presentare una piccola compenetrazione all'inizio. Data una certa compenetrazione iniziale, per contrastarla, la rigidezza di contatto comporta una forza di contatto nel verso opposto.

In altre parole, la formulazione penalty è come se collegasse localmente i due corpi con una molla equivalente che è attiva solo se i due corpi sono a contatto. In assenza

di contatto tale molla è inattiva, altrimenti ci sarebbe l'assurdo per cui cercherebbe di avvicinare i due corpi. La rigidezza di questa molla deve essere sufficiente da pressoché annullare la compenetrazione finale.

Questa formulazione può essere usata per calcolare nel contatto le tensioni normali e tangenziali.

Lagrange multiplier method Con la formulazione di Lagrange, il contatto è trattato come un vincolo. Di fatto, questa formulazione impone una compenetrazione nulla. Per mettere in atto ciò, viene definito un vettore che rappresenta la forza di reazione totale.

Le equazioni del moto sono poi risolte imponendo un gap del contatto e una sliding distance nulli. Dato questo vincolamento, la soluzione presenta compenetrazione nulla. Questo rende il risultato molto accurato. Nel caso in cui siano presenti ulteriori condizioni di vincolo imposte sulla stessa superficie, queste interferiranno con la formulazione del contatto e ne risulterà un sovra-vincolamento.

Breve confronto La formulazione di Lagrange è relativamente più accurata di quella penalty. In termini di compentrazione, la formulazione di Lagrange è migliore perché a differenza di quella penalty è nulla. Un ulteriore vantaggio per la formulazione di Lagrange è che per essa la contact stiffness non viene nemmeno definita e quindi essa ne è indipendente a differenza della formulazione penalty.

Però, la formulazione penalty non ha circostanze in cui può essere afflitta da sovra-vincolamento a differenza della formulazione di Lagrange. Inoltre, un aspetto notevole è che in termini di tempo computazionale, la formulazione di Lagrange è più costosa, mentre quella penalty è relativamente economica.

Complessivamente, quindi, non esiste una formulazione che va universalmente bene e bisogna valutare quale delle due è più conveniente per un dato contatto.

Considerazioni sulla mesh

Si cerca il più possibile di rendere i risultati della modellazione indipendenti dal numero di elementi usati nel modello. Ogni deviazione dalla forma ideale degli elementi introduce errori numerici e l'entità di tali errori in genere è difficile da valutare.

Le aree critiche sono quelle in cui avviene un'alta concentrazione delle tensioni. In tali regioni è necessaria una mesh raffinata e con elementi di qualità. Le aree lontano da quelle critiche sono indicate come aree generali.

Gli elementi di ordine superiore sono quelli che presentano uno o più nodi intermedi sui lati (mid-side nodes). Questi tipi di elementi offrono il vantaggio di una maggiore facilità di modellazione e di un livello di accuratezza più elevato per singolo elemento.

Gli elementi thin shell sono gli elementi più comuni. L'elemento thin shell è la composizione dell'elemento plate ed dell'elemento membrane.

Nonostante gli elementi quadrangolari siano di per sé migliori di quelli triangolari per condurre analisi strutturali, i software commerciali mettono comunque a disposizione gli elementi triangolari. I motivi sono questi:

- transizione della mesh
- geometrie complesse

- analisi mold flow

Verifica dei risultati di un modello FEM

I seguenti controlli aiutano a ridurre il margine di errore:

- residuo, norma dell'energia di deformazione;
- forze di reazione, momenti di reazione;
- test di convergenza (della mesh);
- variazione tra tensione mediata e non-mediata.

Proprio a causa degli errori di simulazione, l'unico modo in cui è possibile essere confidenti nella validità dei risultati forniti da un modello numerico è la validazione sperimentale.

Correlazione con le prove sperimentali:

- comparazione della tensione e della deformazione;
- comparazione delle frequenze proprie;
- comparazione della risposta dinamica;
- comparazione della temperatura e della distribuzione di pressione.

Un divario fino al 15% tra i risultati FEM e tra quelli sperimentali è considerato una buona correlazione.

Purtroppo non è sempre possibile ottenere una validazione sperimentale adeguata.

Interpretazione dei risultati Tra le prime cose da valutare a fine simulazione ci sono gli spostamenti. La scala aumentata degli spostamenti e le animazioni aiutano a valutare la forma assunta dai componenti.

I software FEM non verificano che i dati in ingresso (come ad esempio le proprietà del materiale) abbiano dei valori fisicamente sensati, quindi arrivano a fornire risultati anche se sono stati assegnati dei valori con ordini di grandezza privi di senso e se si è stati incoerenti con le unità di misura. La simulazione FEM, infatti, non si completa solo se sussiste un errore numerico nel modello. Quindi, il fatto che si abbia ottenuto un risultato da un codice di calcolo non garantisce che il risultato stesso sia corretto.

Le tensioni secondo il criterio di von Mises sono sempre positive, quindi le tensioni mostrate non vengono differenziate tra quelle di trazione e quelle di compressione.

Cenni al software usato

Le simulazioni FEM sono state condotte mediante il software commerciale Ansys. Più nello specifico, è stato usato Workbench, che è un ambiente ad interfaccia grafica GUI. Comunque, in Workbench si possono usare anche le righe di comando in linguaggio APDL (Ansys Parametric Design Language).

APDL è un linguaggio di scripting usato per interagire con il solutore di Ansys Mechanical. Con MAPDL (Mechanical APDL) si possono creare dei modelli sofisticati perché

esso offre un controllo avanzato sulle variabili. Generalmente, per la maggioranza delle simulazioni è sufficiente l'impiego esclusivo della GUI, ma per ottenere dei modelli su misura particolarmente configurati allora si deve impiegare delle righe di codice in APDL.

Ansys è un software che comprende al suo interno tutti e tre gli step dell'analisi FEM (pre-processing, solution, post-processing).

In Ansys, quando si tratta di elementi bidimensionali, tre nodi e quattro nodi possono essere definiti con lo stesso elemento. Nel caso di elemento che risulta avere tre nodi, il quarto è stato fatto collassare nel terzo.

La qualità della mesh la si quantifica mediante l'errore energetico percentuale, che in Ansys è indicato con PRERR (Print Error). Al livello pratico, sono accettabili delle mesh che hanno un PRERR in genere minore del 5%. Non si pretende industrialmente che il PRERR arrivi ad essere zero: ciò che interessa è che l'errore sia abbastanza piccolo da non influenzare in modo significativo le conclusioni dell'analisi. Infatti, considerando che in genere i dati di input (come ad esempio: le proprietà dei materiali; le condizioni al contorno) sono caratterizzati da un'incertezza che non è pressoché nulla, di fatto, non vale la pena cercare un PRERR nullo.

2.2 Geometria CAD

I disegni CAD sono stati realizzati con la licenza studente del software commerciale Solidworks. Successivamente, i componenti disegnati in Solidworks sono stati esportati in formato IGES per importarli in Ansys.

2.2.1 Indentatore normato e piastra di riscontro

La piastra ha le dimensioni minime che consentono di coprire con un piccolo margine tutta la faccia dell'involucro contro cui viene poi premuta. La Figura 2.1 mostra una vista del CAD dell'indentatore normato.

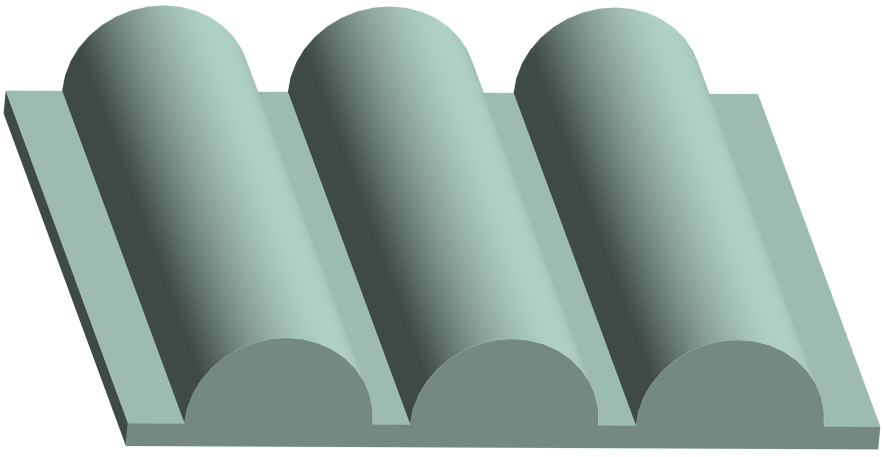


Figura 2.1: Vista dell'indentatore.

2.2.2 Involucro

In questo lavoro è stato disegnato l'involucro del pacco batteria basandosi sulle indicazioni date dai correlatori. La geometria disegnata è leggermente più semplice rispetto a quella che si può presentare nella pratica, ma non era il disegno l'obiettivo di questo lavoro. D'altra parte, ai fini di una modellazione agli elementi finiti non c'è una sostanziale differenza.

Riguardo l'involucro, essendo questo costituito fisicamente da soli corpi a parete sottile (corpi approssimativamente bidimensionali), prima ancora di impostare l'analisi del modello agli elementi finiti, è di fondamentale importanza fare quei passaggi per focalizzarsi sulle superfici medie dei corpi. Così facendo, limitatamente al modello FEM, l'involucro non è più trattato come un corpo solido, ma come un insieme di superfici, garantendo così un notevole risparmio di elementi. L'involucro è stato disegnato, in ottica di analisi FEM, come corpo di superfici (medie) e non come corpo solido. Disegnare invece l'involucro come un insieme di corpi solidi per poi estrarre le superfici medie per poter fare la modellazione FEM è una strada possibile, ma può essere meno conveniente se si sa fin dal principio che ci sarà da fare un'analisi FEM.

L'involucro disegnato è formato da tre componenti:

- corpo principale (anche detto componente base);
- coperchio;
- setto (anche detto piano intermedio).

La dimensione è 600x500x400 mm. Il piano intermedio è saldato al corpo principale. Il coperchio viene avvitato al corpo principale. La possibilità di avvitare tra loro queste lamiere è garantita dalla presenza di inserti filettati che sono fissati sulla lamiera interna. Il modello geometrico è stato orientato coerentemente con l'applicazione del carico, il quale è assunto in direzione orizzontale e allo stesso tempo perpendicolare alla direzione di marcia del veicolo.

In una prima fase è stata presa in considerazione anche la presenza di nervature per cercare di rendere l'involucro più rigido. Di per sé, le nervature in questo contesto rappresentano un ingombro che sottrae una quantità non trascurabile di spazio. Per la limitazione dello spazio utilizzabile a causa delle sporgenze interne degli inserti filettati e delle viti il discorso è analogo a quello delle nervature. In realtà, però, all'interno di un pacco batteria è necessario dello spazio lasciato libero per motivi di raffreddamento, passaggio dei cavi, installazione e sostituzione delle celle. Lo spazio da non occupare con celle a causa dell'ingombro di nervature e parti filettare non solo è utile per i motivi appena elencati, ma anche per lasciare un margine di alcuni centimetri per permettere alla struttura di assorbire energia durante un impatto senza intaccare le celle. Comunque, le nervature sono state successivamente eliminate perché il loro contributo alla rigidezza complessiva è trascurabile.

Le sempificazioni considerate rigurdano in particolare i punti di attacco al telaio e la presenza di varchi per il passaggio dei cavi elettrici e del sistema di raffreddamento.

I valori normati di spessore delle lamiere d'acciaio che ci si aspetta che possano essere di interesse in questo studio sono:

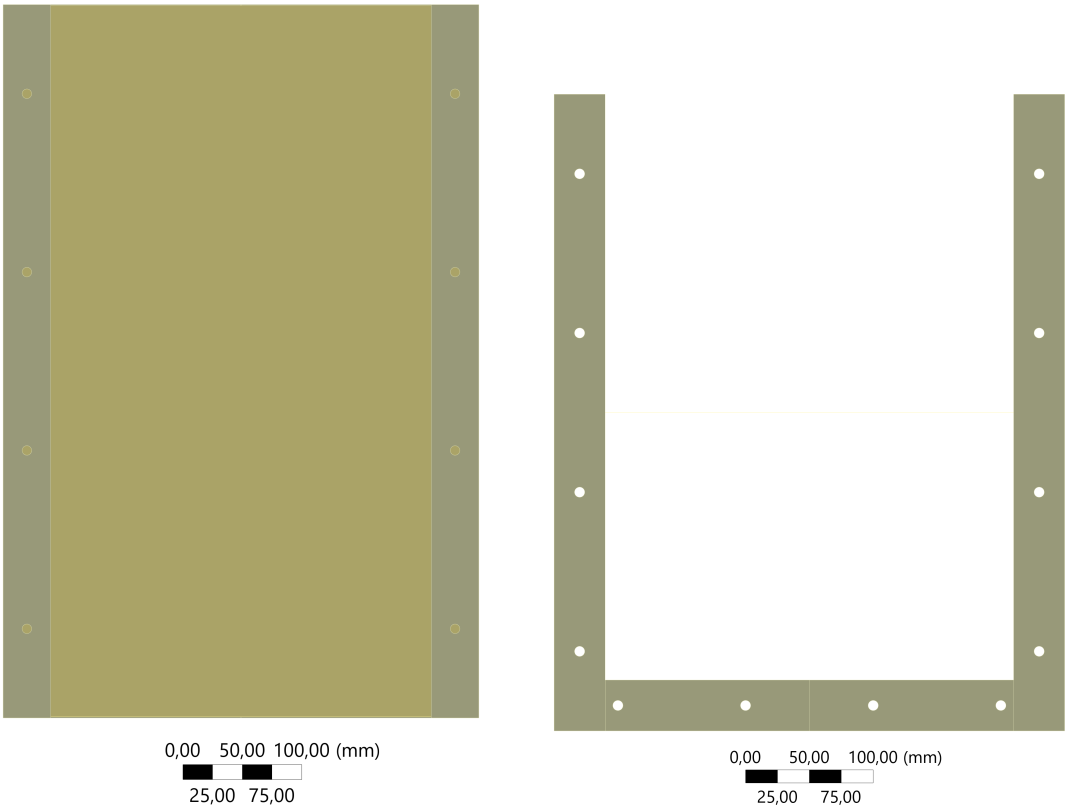
- 2,0 mm (realisticamente più per fare delle verifiche);

- 2,5 mm;
- 3,0 mm;
- 3,5 mm;
- 4,0 mm (realisticamente più per fare delle verifiche).

La massa che presumibilmente va a contenere un involucro del genere è sulle centinaia di chilogrammi.

La geometria che si sta valutando non si può ricondurre ad un caso analitico da letteratura ed è prevalentemente per questo che se ne fa un modello numerico. Come nella quasi totalità dei casi pratici, non esiste una soluzione esatta per il problema in questione. Nel simulare con gli elementi finiti, uno degli aspetti più delicati è capire quanto il modello in questione segue la realtà fisica. In questo senso, le analisi di convergenza del modello sono un primo passo fondamentale. Per la convergenza, non trattandosi di un fenomeno lineare, sono necessari almeno tre casi.

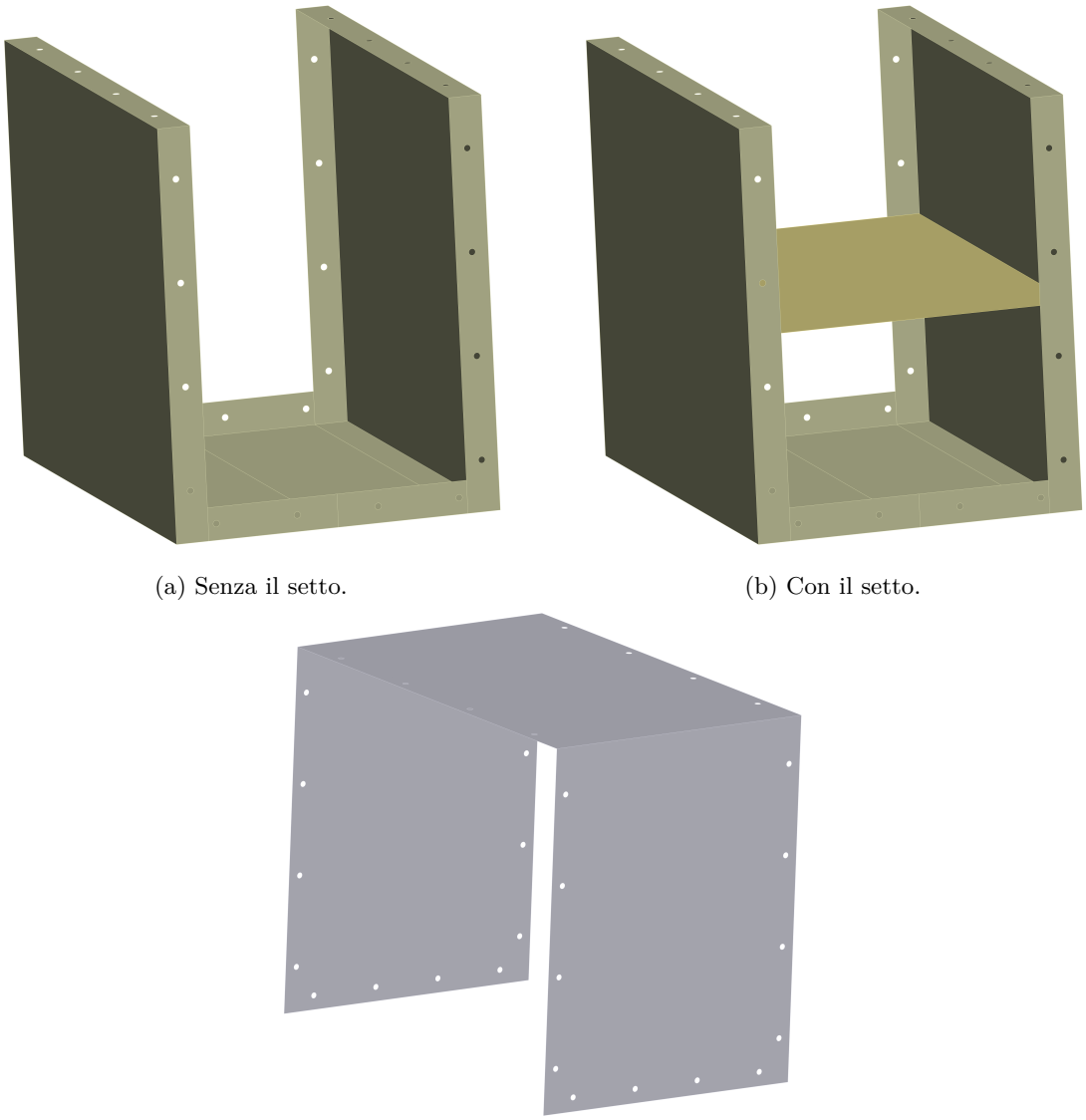
Le Figure 2.2, 2.3 mostrano delle viste dell'involucro e dei suoi componenti.



(a) Vista superiore.

(b) Vista laterale.

Figura 2.2: Viste del corpo dell'involucro senza visualizzazione del coperchio.



(a) Senza il setto.

(b) Con il setto.

(c) Coperchio.

Figura 2.3: Visualizzazione della presenza o meno del setto e vista del solo coperchio.

Considerazioni sulla rigidezza

Generalmente, in un progetto la rigidezza della struttura è una delle prime cose da valutare perché si tratta di un parametro che fa una sintesi complessiva della struttura. Non c'è una maniera univoca per definire la rigidezza di una struttura. Ad esempio, la rigidezza flessionale si può definire rapportando una forza applicata in un punto e guardando allo spostamento in tale punto, oppure si può definire rapportando un momento applicato in un punto e la rotazione in tale punto. Queste due definizioni non sono correlate tra loro nel senso che conoscendo il valore di una non si può risalire all'altra. Per questo, quando si parla di rigidezza è fondamentale conoscere come questa è stata definita.

In ogni caso, però, indipendentemente dalla scelta che si compie, ovviamente si deve valutare lo spostamento esclusivamente nel punto in cui si applica il carico. Nello studio della rigidezza, che sia flessionale o torsionale, non si considera la forza peso in quanto è trascurabile.

Anche nello studio del crash non viene considerata la forza peso per lo stesso motivo.

Sistema di carico

L'involucro, la piastra di riscontro e l'indentatore sono stati posizionati tra loro in maniera tale che la simulazione parte già con il contatto. Le Figure 2.4, 2.5 mostrano delle viste del sistema di carico.

2.2.3 Operazioni sulla geometria

Per fare eventuali operazioni sulla geometria importata, Ansys Workbench dispone di diversi sistemi CAD al riguardo: DesignModeler; Discovery; SpaceClaim. Data una geometria importata, tali ambienti CAD possono essere utili per fare delle operazioni di adattamento per un'analisi FEM. Un'operazione classica è la generazione della superficie media (mid surface). Così si può ricondurre un solido ad una sua superficie peculiare, scartando il resto nel caso in cui si voglia studiare solo il comportamento delle superfici medie del solido importato. Altre operazioni che possono essere prese in considerazione sono degli eventuali riposizionamenti reciproci dei corpi senza dover tornare nell'ambiente CAD originale in cui tali corpi sono stati disegnati. In questo lavoro, dei tre ambienti CAD di Ansys è stato usato maggiormente DesignModeler. Teoricamente, la geometria di tutti i corpi in questione la si poteva creare da zero in DesignModeler, ma questo all'atto pratico è sconveniente.

2.3 Materiale

2.3.1 Generalità

L'acciaio che è stato scelto è il tipo S235JR. Questo acciaio è molto diffuso. Esso ha un basso tenore di carbonio (in genere è nell'intorno di 0,20%), presenta ottima saldabilità e buona deformabilità.

Ansys dispone di un database di materiali per applicazioni ingegneristiche. Riguardo il materiale dell'involucro, non era presente nella libreria il materiale in questione che è stato quindi appositamente inserito importando la curva sigma-epsilon per punti. Per quanto

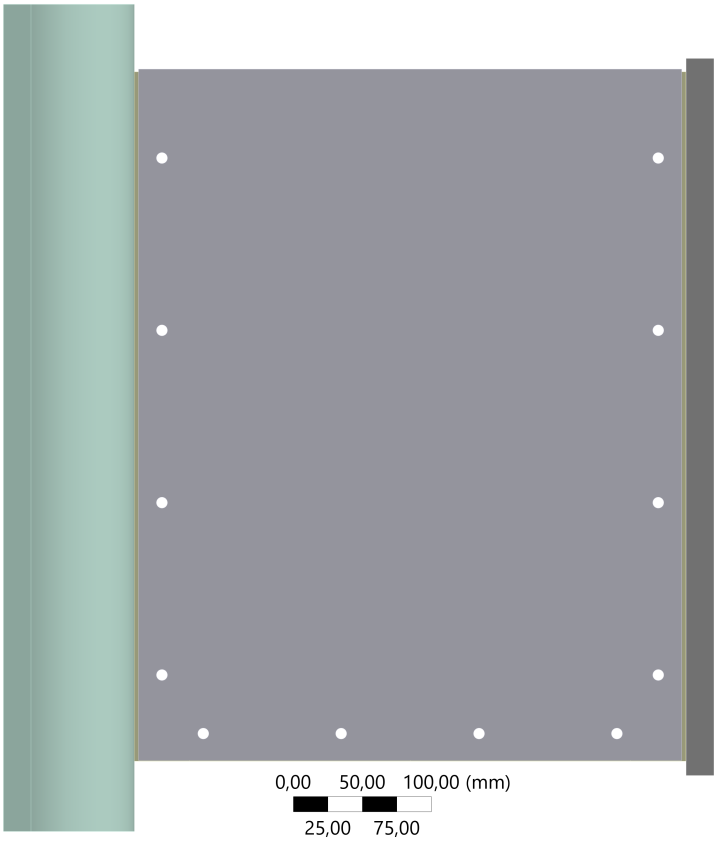


Figura 2.4: Sistema di carico visto lateralmente.

Tensione di snervamento [MPa]	235
Modulo elastico [GPa]	210
Coefficiente di Poisson [-]	0,30

Tabella 2.1: Proprietà meccaniche principali dell'S235JR nel campo elastico

riguarda il materiale dell'indentatore, l'impostazione degli specifici parametri del materiale risulta avere minore rilevanza in quanto, nell'impostare il modello FEM, è stato specificato con buona approssimazione che l'indentatore ha un comportamento da corpo rigido. Dalla libreria ci si è limitati a lasciare l'opzione di default che è un acciaio strutturale. L'ipotesi che l'indentatore non si deformi in una prova del genere contro un tale involucro è molto vicina alla realtà e consente di semplificare le simulazioni. Riguardo la parete di riscontro vale lo stesso discorso appena fatto per l'indentatore.

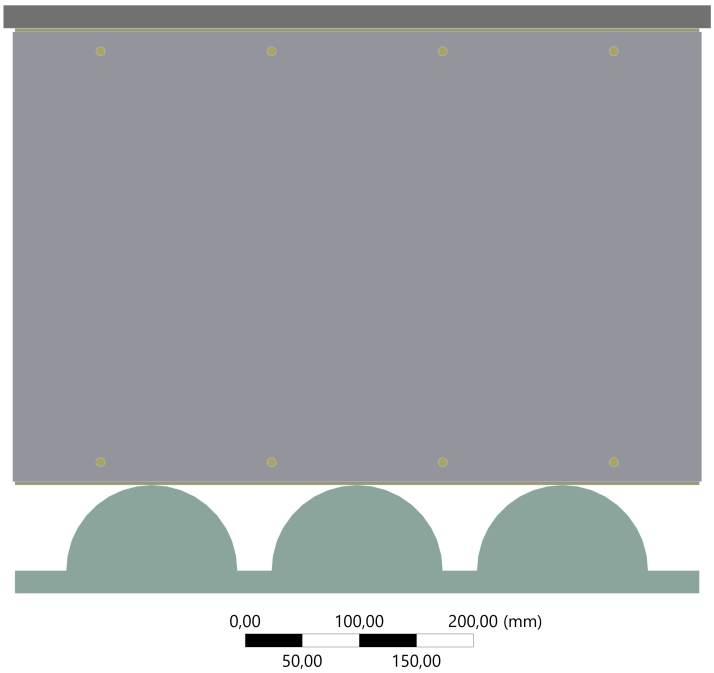


Figura 2.5: Sistema di carico visto dall'alto.

2.3.2 Modellazione del comportamento plastico

La deformazione elastica non dissipa energia, mentre quella plastica, da come descritto dal postulato di Drucker, è un fenomeno che cerca di dissipare la massima energia dissipabile. In elasticità c'è una corrispondenza biunivoca tra tensione e deformazione, da come è descritto dalla legge di Hooke:

$$\sigma = E\varepsilon \tag{2.4}$$

dove:

- σ è la tensione normale;
- E è il modulo elastico;
- ε è la deformazione.

La storia di deformazione è cruciale in plasticità, perché un punto della curva nel campo plastico può essere raggiunto con un aumento monotono della deformazione, oppure in maniera ciclica ed i due percorsi non hanno gli stessi effetti.

Oltre lo snervamento si perde il comportamento approssimativamente lineare e si comincia ad avere una legge di incrudimento. Dei modelli che sono una estrema semplificazione della realtà sono di tipo bilineare: nel piano sigma-epsilon, a seguito del tratto lineare-elastico c'è solo un segmento nel campo plastico. Dei modelli decisamente più realistici hanno nel campo plastico una curva che può essere tracciata con una legge di potenza.

Tramite l'incrudimento avviene un aumento di resistenza del materiale. Se la deformazione elastica è trascurabile si può usare ad esempio il modello di Hollomon. Con un esponente di incrudimento n=0 c'è un andamento piatto; con n=1 c'è una retta, con 0<n<1 c'è un andamento di potenza. Più n è grande, più si presenta l'incrudimento. Se n=0, il materiale va in instabilità già allo snervamento. Un materiale senza incrudimento è un materiale perfettamente plastico. Il modello di incrudimento più semplice è quello isotropo. Un altro modello è quello di incrudimento cinematico.

Nell'ambito dello studio dei metalli duttili i criteri più usati sono quello di Tresca e quello di von Mises. Il criterio di Tresca può essere più cautelativo, ma quello di von Mises tende ad avere una migliore correlazione con i risultati sperimentali. Il criterio di von Mises è completamente isotropo. In plasticità computazionale si usa in genere il criterio di von Mises.

In senso più generale, comunque un materiale metallico non ha un'univoca risposta plastica: bisogna considerare anche temperatura e velocità di deformazione.

Per tenere conto di un comportamento elastico-plastico del materiale, il modello di curva σ-ε realizzato è di tipo power law. Per modellare il comportamento del materiale in campo plastico è stata adottata la legge esponenziale di Ludwik riportata in [3]. La Figura 2.6 mostra la curva ottenuta collegando i punti calcolati mediante il modello preso in considerazione. Tali punti sono collegati tra loro da dei segmenti. Il campo plastico è stato poi importato in Ansys per definire le proprietà di questo materiale.

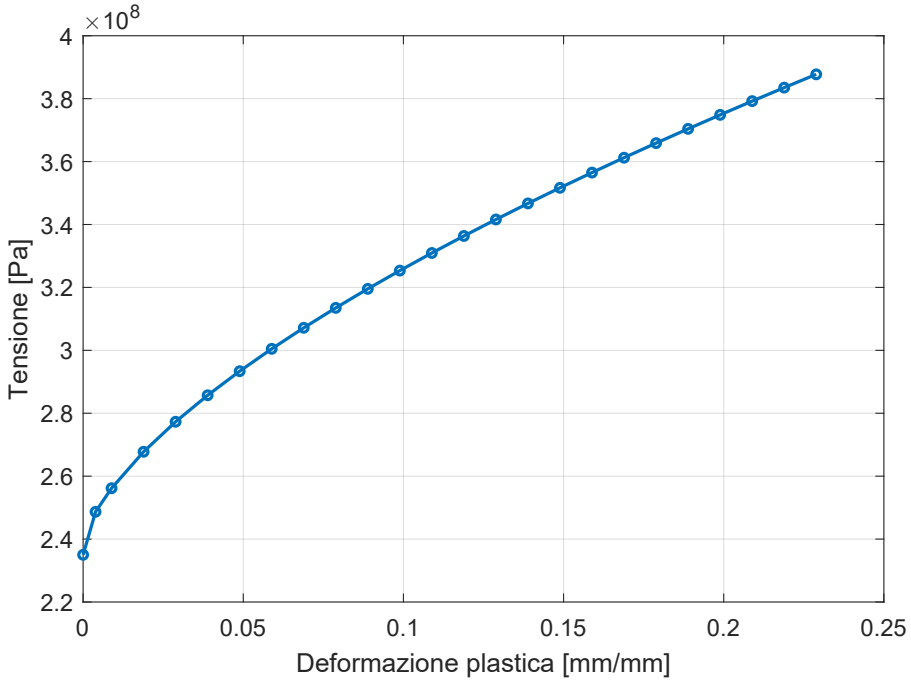


Figura 2.6: Curva tensione vera - deformazione plastica vera.

Tensione vera massima [MPa]	388
Deformazione vera massima [mm/mm]	0,23

Tabella 2.2: Valori finali della curva tensione vera - deformazione plastica vera.

2.4 Impostazioni del modello FEM

Sebbene lo studio abbia incluso la definizione della geometria e del materiale dell'involucro, la quasi totalità del lavoro ha riguardato la modellazione FEM.

Nell'ambiente Workbench è stato usato il modulo Static Structural. Successivamente, per fare le simulazioni dinamiche, è stato collegato il modulo Transient Structural a quello precedente, così da avere lo stesso modello FEM sia per le simulazioni statiche che per quelle dinamiche. L'unica differenza tra i due casi, ovviamente, sta nel tipo di simulazione.

Per familiarizzare con la varietà di impostazioni di un modello FEM, la modellazione è cominciata sia con geometrie più semplici che con impostazioni più approssimative (in particolare riguardo ai contatti) rispetto al modello usato per le simulazioni presentate in questo documento.

2.4.1 Generalità del modello

Per impostare il modello agli elementi finiti, fare una simulazione e visualizzare i risultati nel dettaglio, in Ansys Workbench si deve aprire l'ambiente Mechanical. Le simulazioni possono essere automatizzate consentendo di condurre degli studi di sensitività. Questo è possibile definendo quelli che in Workbench sono i "parametri". In generale, in Workbench, nell'impostare il modello FEM, se si presentano dei particolari che si ripetono, conviene raggruppare tutti gli stessi paricolari in questione in una Named Selection. Così, quando con un qualunque comando si deve considerare tali entità, non bisognerà andarli a riselezionare uno per uno. In questo lavoro sono state assegnate delle Named Selection ai fori per le viti: una per i fori del corpo principale; l'altra per i fori del coperchio.

Un altro motivo per cui, se si deve fare un modello agli elementi finiti di un corpo a parete sottile, nei limiti del possibile, conviene basarsi su una geometria fatta da sole superfici, riguarda la gestione dello spessore. In questo contesto, si sta facendo un modello agli elementi finiti per fare una valutazione del comportamento meccanico di un corpo che subisce una certa condizione di carico. Lo spessore delle pareti viene assegnato nelle impostazioni del modello, non precedentemente.

L'indentatore è un corpo solido, ma ha una conformazione tale per cui in esso non ci si può ricondurre ad una superficie media. In particolare, dato lo schema di carico, va necessariamente considerata la geometria del suo profilo. Nonostante questo, anche per l'indentatore è possibile fare delle semplificazioni per focalizzarsi solo sui suoi profili. Di fatto, considerando lo schema di carico e assumendo approssimativamente che l'indentatore si comporti come un corpo rigido, ai fini della creazione della mesh è sufficiente, riguardo l'indentatore, generare una mesh di elementi shell di sole tre superfici. Tali superfici riguardano appunto i profili dell'indentatore che entrano a contatto con l'involucro. In questo modo, si garantisce un notevole risparmio di elementi. Se non fosse per questa trattazione

dell'indentatore, si seguirebbe la via più intuitiva, ma decisamente sconveniente, di generare una mesh su tutto l'indentatore con elementi solidi. Lo stesso discorso vale anche per la parete di riscontro. Quindi, indentatore e parete di riscontro sono impostati come corpi rigidi per andare a generare la mesh che riguarda solo le loro superfici di contatto con l'involucro. Invece, per i componenti dell'involucro il comportamento assegnato è ovviamente quello flessibile.

Il modello sviluppato in questo lavoro, data la natura del problema, è inevitabile che sia non-lineare per motivi geometrici, di materiale e di contatto. Infatti, sussistono tra le varie cose, i seguenti dettagli. Il corpo dell'involucro presenta degli spostamenti non trascurabili. Il materiale è modellato con un primo tratto lineare e poi con un successivo tratto non-lineare. Il contatto tra indentatore e corpo principale ha dell'attrito non trascurabile.

2.4.2 Connessioni

Delle impostazioni particilarmente delicate sono le connessioni tra i corpi. Ciascuna connessione può essere regolata in molti modi diversi perché molti sono i parametri da considerare e ciascuno può avere svariate opzioni.

I contatti che sono stati definiti sono:

- Bonded: fori corpo principale - fori coperchio;
- Frictional: corpo principale - indentatore;
- Frictionless: corpo principale - parete;
- Frictionless: corpo principale - coperchio.

In ogni contatto va fatta la distinzione tra contact e target.

Bonded: fori corpo principale - fori coperchio

Una possibile tecnica per modellare le viti, che è quella usata in questo lavoro, riguarda l'uso di contatti Bonded. Con questo contatto si vanno a generare delle Constraint Equation che mettono in relazione, per ogni vite in questione, i nodi della superficie superiore con i nodi della superficie inferiore. Dopo una simulazione queste Constraint Equation si possono anche visualizzare graficamente cercando su Solution Information ed in questo caso appaiono come dei segmenti che collegano i nodi del bordo del foro superiore con i nodi del bordo del foro inferiore. Nei primi tentativi, per questi contatti bonded, è stata usata una formulazione MPC (Multi-Point Constraint). Con la formulazione MPC vengono imposti vincoli cinematici esatti tra i nodi dei corpi interessati, garantendone la compatibilità cinematica. Cioè in pratica, con una tale formulazione, si formano dei collegamenti cinematici perfetti. Questo può andare ad irrigidire eccessivamente il contatto. Quindi, la formulazione MPC può rendere il sistema più rigido dal punto di vista cinematico e non è sempre adatta a grandi scorrimenti o separazioni.

Per questo, successivamente, è stato cambiato il tipo di formulazione di questi contatti bonded passando da MPC a pure penalty. Con il pure penalty non si arriva alla rigidezza dell'MPC e, per fare delle prove, è stato anche cambiato manualmente il normal stiffness factor. Quest'ultimo di default è 1. Esso è stato portato a 0,1 con tanto di update stiffness each iteration, ma lo spostamento massimo dell'involucro è rimasto pressoché lo stesso.

Frictional: corpo principale - indentatore

Il contatto indentatore-involucro è il contatto più critico e delicato da gestire. Naturalmente, la riuscita di questo contatto non è dovuta solo ed esclusivamente alle impostazioni che lo trattano direttamente. In ogni caso, infatti, va garantita un'ottima qualità della mesh nelle porzioni a contatto tra loro. Se le impostazioni di questo contatto non sono regolate bene e la mesh in tali zone non è abbastanza fine, è assai probabile avere un comportamento non fisico del modello. Possono sussistere ad esempio dei problemi di compenetrazione tra le parti. Può accadere che il contatto risulti essere fin troppo rigido e quindi a fronte di notevoli carichi, si ottengono comunque degli spostamenti dell'involucro irragionevolmente piccoli.

Nel modello definitivo, per questo contatto è stato usato un coefficiente d'attrito pari a 0,3. Nelle fasi preliminari dello studio, invece, in maniera accettabilmente più approssimativa, tale contatto è stato impostato come privo di attrito. La presenza dell'attrito fa allungare significativamente i tempi di calcolo ed in particolare la convergenza può diventare più problematica. La formulazione usata è quella dell'Augmented Lagrange. Per tenere sotto controllo l'entità della compenetrazione, è stata impostata manualmente la tolleranza di compenetrazione (penetration tolerance) su 0,1 mm. Il pinball radius è stato lasciato su program controlled. Si è impostato Adjust to touch.

Frictionless: corpo principale - parete

La faccia dell'involucro che è opposta a quella che viene toccata dall'indentatore è quella da vincolare, in quanto si va a simulare che quest'ultima sia premuta contro un muro rigido.

Di fatto, in questo modo ci si focalizza sul solo contributo resistenziale dell'involucro e non anche su quello del telaio del veicolo e si va anche a trascurare quel seppur minore contributo delle celle stesse.

In una prima fase, in maniera approssimativa, il vincolo della faccia del corpo principale alla parete di riscontro è stato modellato come un fixed support. Così facendo, però, il sistema è irrealisticamente rigido perché tutta quella faccia non può rimanere indeformata e ciò può influenzare anche il comportamento della lamiera circostante. Per questo, successivamente, si è deciso di modellare effettivamente una parete di riscontro con cui è stato definito un contatto senza attrito.

Frictionless: corpo principale - coperchio

Il contatto tra i lembi del corpo principale ed il coperchio serve principalmente per evitare che le corrispettive porzioni di mesh arrivino a compenetrazione reciproca, condizione che ovviamente non è fisicamente possibile. Qui si è optato per un coefficiente d'attrito nullo poiché in questo caso lo si può accettabilmente trascurare.

Stato iniziale

Prima di lanciare una simulazione conviene sempre verificare che, per ogni contatto impostato, la condizione iniziale risulti avere lo status effettivamente ricercato. Questo lo si fa mediante il Contact Tool che, generalmente dopo qualche istante di calcolo, fornisce le informazioni sugli status di ogni contatto impostato. Ansys denota quattro tipi di contatto:

- aperto;
- chiuso;
- attivo;
- inattivo.

I parametri da gestire nei contatti sono molti e di fatto può capitare molto facilmente che due corpi che nell'istante iniziale debbano essere a contatto risultino invece avere ad esempio un contatto inattivo.

Sempre mediante il Contact Tool, all'istante iniziale si può verificare anche l'entità (se presente) della compenetrazione e del gap.

Se con il Contact Tool si notano delle anomalie nell'istante iniziale, ovviamente bisogna tornare a ridefinire i contatti per poi rifare una verifica sempre con il Contact Tool stesso. Di fatto, sarebbe solo una perdita di tempo far partire una simulazione avendo all'istante iniziale i contatti che non risultano funzionanti come si vorrebbe.

In maniera preliminare, sono state svolte anche simulazioni in cui l'indentatore non partiva a contatto, ma faceva prima una corsa di avvicinamento e solo poi nasceva il contatto ed iniziava a premere. Uno schema di questo tipo, nel contesto che si vuole modellare, comporta al livello di simulazione dei calcoli inutili nella fase iniziale. Poiché è possibile evitarli, l'indentatore (ritornando nell'ambiente CAD) è stato poi posizionato a contatto con il bordo del corpo principale.

2.4.3 Mesh

Gli elementi usati sono con formulazione quadratica: SHELL281 è un elemento a otto nodi con sei gradi di libertà per ogni nodo.

La mesh desiderata può essere creata con varie combinazioni di comandi. L'obiettivo rimane quello di ottenere un buon compromesso tra qualità della mesh e complessità della stessa.

Le mesh confrontate sono state create tutte usando gli stessi tre tipi di comandi:

- Quad layer;
- Face sizing;
- Mesh connect.

Va comunque precisato che la creazione di una mesh non dipende esclusivamente dai comandi appena elencati.

Quad layer

Per quanto riguarda i fori, per imporre un andamento ordinato nel loro intorno si può usare il comando Quad Layer.

Un comando come quad layer method è fondamentale per la generazione della mesh nei pressi dei fori. Senza l'uso di tale comando, in genere i fori verrebbero semplicemente ignorati. La problematicità nel suo uso sta nel fatto che la mesh nell'intorno di un foro

deve comunque essere impostata di una certa dimensione, altrimenti la mesh stessa non verrebbe affatto generata per il componente in questione. La generazione della mesh non viene compiuta ad esempio quando la qualità della forma degli elementi è troppo scarsa.

Face sizing

Le superfici vengono gestite con dei comandi di Face sizing. Questi possono essere impostati in base alla dimensione degli elementi, oppure in base al numero di suddivisioni riferite a degli spigoli.

Il comando di face sizing, da come si può intuire, serve per imporre la dimensione degli elementi della superficie selezionata. Idealmente, per risparmio di tempo computazionale, si vorrebbe raffinare la mesh solo nelle zone più critiche: vale a dire dove vengono definiti i contatti e dove ci possono essere degli intagli. Si cerca ovviamente di seguire questa regola, ma non è comunque possibile avere in una faccia elementi di una data dimensione ed in un'altra faccia adiacente elementi di una dimensione significativamente diversa. Se si vuole massimizzare il più possibile la transizione della mesh da una zona con elementi fini ad una zona con elementi molto più grandi, si deve lavorare al livello di geometria. Bisogna, prima della modellazione FEM, scomporre ad esempio una superficie in un insieme di più superfici che ovviamente rimangono comunque materialmente collegate tra loro, ma che ora si possono selezionare in maniera distinta. Così, ad ogni "patch" si può poi assegnare la dimensione degli elementi desiderata e, così facendo, imporre manualmente una transizione. Va valutato quanto vale la pena fare questa scomposizione in patch. Nel caso in esame, le varie superfici a cui si impone per ottimizzazione una diversa dimensione degli elementi sono già relativamente numerose. Più in particolare però, a causa delle esigenze del comando di quad layer e del fatto che quasi ogni superficie, se essa non ha un contatto, è comunque adiacente ad una superficie con un contatto, in pratica in questo modello è difficile avere transizioni notevoli della dimensione degli elementi da una zona ad un'altra.

Mesh connect

Il comando Mesh connect è stato usato puramente per collegare il piano intermedio alle facce del corpo principale. Cioè, con questo comando di impostazione della mesh è stata modellata la saldatura tra tali due componenti. Se invece di usare questo comando, si avesse usato ad esempio un contatto tipo bonded per modellare la tale saldatura, si rischia di introdurre una rigidezza artificiale. Nei casi senza piano intermedio, il comando Mesh connect automaticamente non è presente.

Le Figure 2.7, 2.8, 2.12 fanno notare come per quanto riguarda la parete di riscontro e l'indentatore, non è stata generata la mesh per le porzioni superflue della geometria ai fini dell'analisi FEM.

Le Figure 2.9, 2.10, 2.11 mostrano delle viste della mesh dell'involucro e dei suoi componenti.

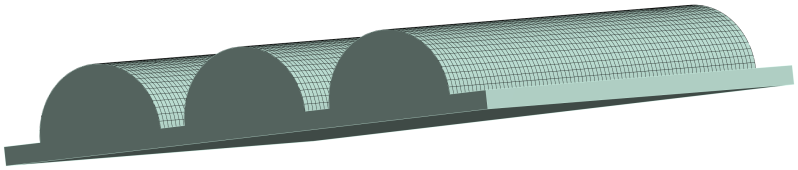


Figura 2.7: Mesh dell'indentatore.

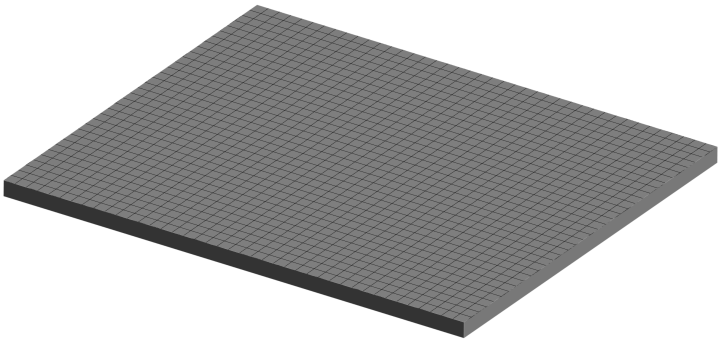


Figura 2.8: Mesh della parete di riscontro.

2.4.4 Modello statico

Impostazioni di analisi

Determinata la mesh, è stato variato lo spessore dell'involucro a parità di altre condizioni.

In ogni simulazione, tutti i componenti dell'involucro hanno lo stesso spessore della lamiera.

È stato effettuato uno studio di convergenza, variando il numero di nodi del modello a parità di altre condizioni. L'effetto della variazione del numero dei nodi riguarda anche la superficie dell'indentatore che va ad impattare l'involucro. Per garantire un comportamento fisicamente realistico, infatti, variando il numero di nodi della faccia dell'involucro su cui viene applicato il carico, deve variare di pari passo anche il numero di nodi della superficie impattante dell'indentatore. La dimensione degli elementi delle due parti che entrano a contatto deve essere molto simile, se non identica. In ogni simulazione, la dimensione degli elementi assegnati alla superficie impattante dell'indentatore e alla superficie dell'involucro su cui viene applicato il carico è la stessa.

In una simulazione quasi-statica (in Ansys si parla di Static Structural) non è presente il tempo. Nelle impostazioni di simulazione sono comunque presenti termini come "time

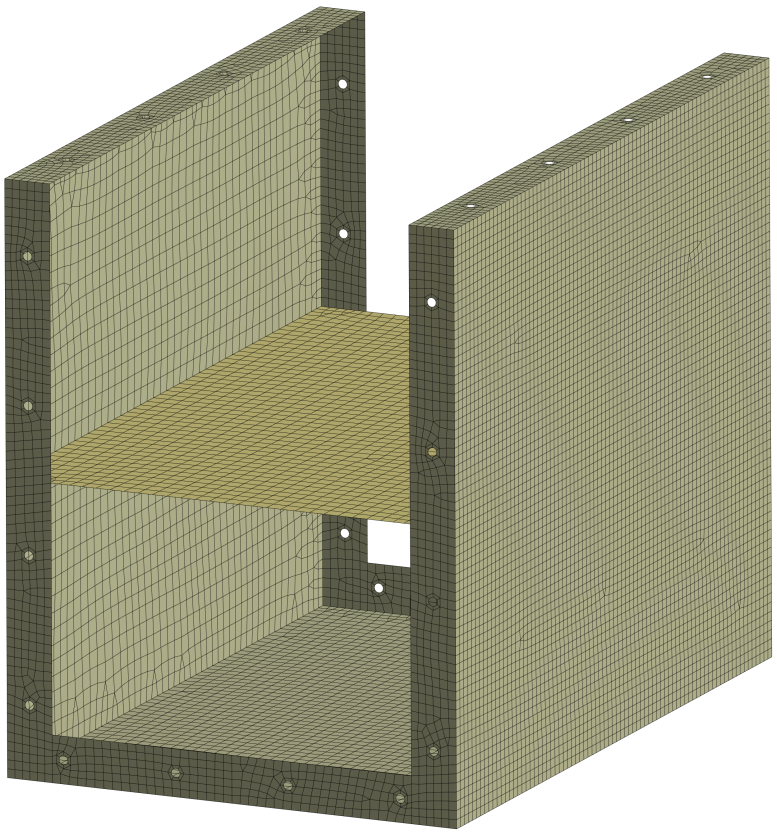


Figura 2.9: Mesh del corpo principale e del setto.

step", "substep", ma in maniera convenzionale, perché come appena specificato, non ci si sta riferendo al tempo.

Analysis Settings Nella sezione Analysis Settings ci sono delle impostazioni cruciali per garantire la convergenza delle simulazioni.

In tutte le simulazioni di tipo statico è stato definito un solo time step. Tenendo a mente che in realtà il tempo non c'è nell'ambito statico, qui i "time step" hanno un significato puramente numerico. Per simulazioni di contatti ancora più complicati è fortemente consigliabile definire più di un time step. In tale eventualità, un time step andrebbe dedicato alla fase iniziale in cui due corpi entrano a contatto. Una fase del genere è particolarmente critica perché si rischia che numericamente i due corpi non si "aggancino" come dovrebbero fisicamente e se in particolare non sono stati vincolati bene si rischia l'insorgere di moti rigidi e la simulazione non converge. L'avere più time step consente non solo ovviamente il poter imporre differenti condizioni di carico, ma consente più in particolare di poter impostare un diverso numero di substep. Per i time step che riguardano le fasi più critiche è bene permettere che i corrispettivi substep possano essere più fitti rispetto a quelli che ci possono essere nei time step delle fasi meno critiche.

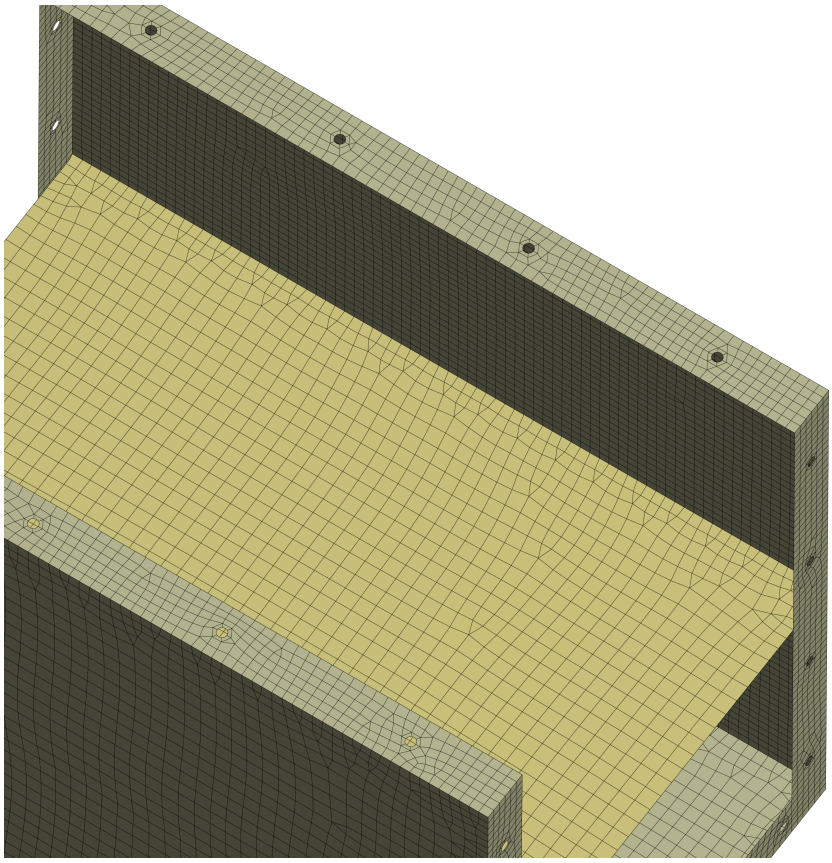


Figura 2.10: Altra vista della mesh del corpo principale e del setto.

Per aiutare a contrastare la nascita di eventuali moti rigidi, Ansys Workbench mette a disposizione il comando weak spring. Se i corpi sono vincolati in maniera appropriata, in genere tale comando può essere lasciato su Off ed è quello che è stato fatto in tutte le simulazioni presentate in questo lavoro. Nei limiti del possibile andrebbe evitato tale comando perché comunque introduce per quanto poco una rigidezza fittizia.

Data la presenza di elevate non linearità geometriche, di materiale e soprattutto di contatto nella simulazione, è stato utilizzato il comando PRED,OFF, disabilitando il predictor dell'algoritmo incrementale-iterativo. In questo modo si evita che nel calcolo ci siano delle previsioni estrapolate le quali, in presenza di brusche variazioni della risposta strutturale, potrebbero compromettere la convergenza numerica. Il predictor non altera l'accuratezza dei risultati ed è concepito per accelerare la convergenza, ma in casi come quello studiato, esso rende il processo di convergenza meno robusto.

Vincoli La piastra di riscontro è stata vincolata con il comando di remote displacement tramite il quale sono stati bloccati tutti e sei i suoi gradi di libertà. Il moto dell'indentatore è stato imposto con due comandi. Con un remote displacement sono stati vincolati cinque dei suoi gradi di libertà lasciando libero il grado di libertà della direzione di avanzamento.

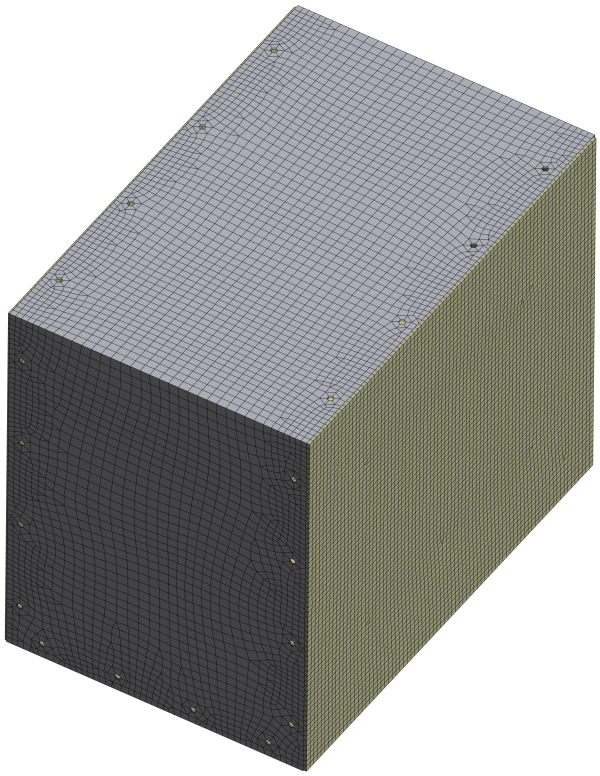


Figura 2.11: Mesh dell'involucro.

Con remote force è stata imposta una rampa di forza nella direzione di avanzamento: passaggio da 0 N (istante iniziale di contatto) fino a 100 kN (fine del time step).

A fine simulazione, per verificare che il modello non abbia delle anomalie riguardo i vincoli, va verificato che anche la forza di reazione alla piastra di riscontro abbia raggiunto 100 kN. Questa cosa è fisicamente banale, ma numericamente se sono stati impostati male i vincoli c'è il rischio che una parte non trascurabile della forza finisca scaricata altrove.

Imposizione di carico Leggendo la condizione di carico da imporre secondo la norma, la cosa più intuitiva è imporre, come impostazione di simulazione, un carico di 100 kN per poi andare a guardare nei risultati di simulazione le tensioni e le deformazioni. Alternativamente all'uso del comando forza, si potrebbe usare il comando pressione, avendo rapportato il valore di forza della norma alla superfice piana principale dell'indentatore.

In realtà, in prima analisi quello che conviene imporre non è una forza, ma uno spostamento per poi andare a vedere tra i risultati di simulazione il valore di reazione vincolare al contatto indentatore-involucro. Lo spostamento deve essere sufficiente da poter comportare un carico di almeno 100 kN. Facendo così, ci sarà un certo substep in cui viene raggiunto il valore di forza in questione.

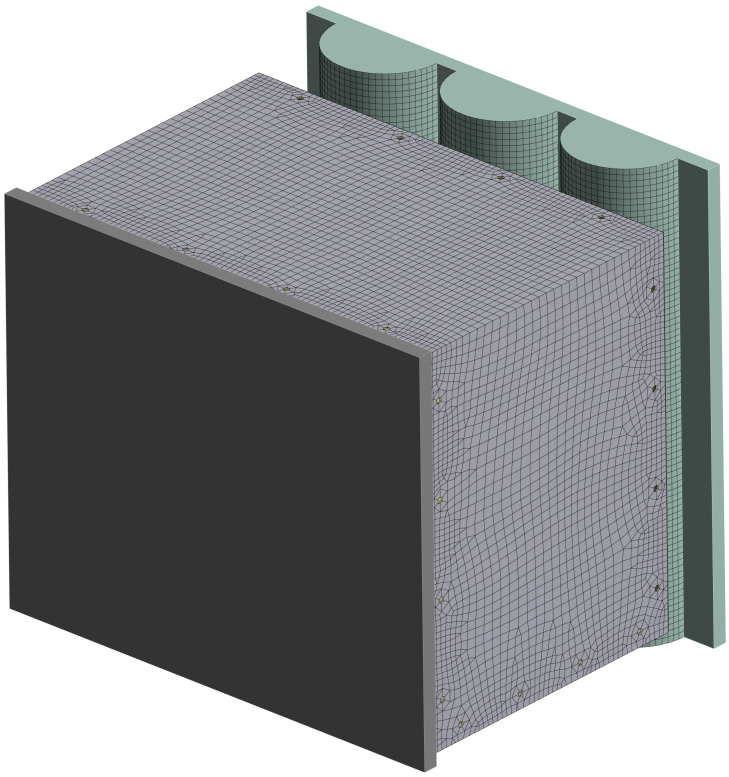


Figura 2.12: Mesh dell'assieme.

Soluzione

Durante la simulazione, i dettagli sullo stato di avanzamento della simulazione stessa si possono seguire nella sezione Solution Information. Monitorare, soprattutto nei primi minuti di simulazione, lo stato di avanzamento consente di intuire se, con le impostazioni date, il modello può andare effettivamente a convergenza o è probabile che non la raggiunga.

L'utilizzo del comando PRERR in ambiente Workbench va dato mediate riga di codice in linguaggio APDL. Questo comando va inserito dopo il modulo solution. Comunque, il comando PRERR non è utilizzabile in questo contesto perché esso presuppone che il sistema in studio sia lineare.

2.4.5 Modello dinamico

Nelle simulazioni dinamiche, il tempo ha il suo significato fisico a differenza di quelle statiche in cui invece il suo significato è puramente numerico. Questo consente, facendo un modello dinamico, di replicare le reali tempistiche di prova richieste dalla norma. Il modello dinamico è fondamentale per rappresentare in maniera più realistica la prova effettiva.

Sono stati impostati due time step:

- rampa di spostamento;
- mantenimento della posizione.

Le simulazioni in transitorio sono state condotte partendo dal modello usato per le simulazioni in ambito statico. La norma UNECE R100 non impone che la prova debba presentare degli specifici valori né riguardo la forza, né in termini di tempistiche, ma si limita ad indicare una soglia minima da garantire. Se per la prova non si usa la condizione di soglia, per essere coerenti con la norma, bisogna optare per una condizone più gravosa.

Si deve poi verificare che i risultati del modello dinamico siano coerenti con quelli del modello statico nel senso che si deve raggiungere 100 kN di forza di reazione alla parete e che lo spostamento massimo che si verifica nell'involucro sia approssimativamente quello che si era verificato nella simulazione statica.

L'idea è modellare il processo che inizia col contatto e arriva fino al compimento del mantenimento. Quindi c'è una prima fase di carico e poi una successiva fase di mantenimento. Al livello modellistico, le simulazioni sono state impostate come segue. Si usano due time step: il primo che è la rampa di carico; il secondo che è il mantenimento.

Assumendo che la velocità di avanzamento della pressa sia di 2 mm/s, tale valore è la pendenza della rampa di spostamento. Poi nel secondo time step si impone spostamento nullo.

Fatte le simulazioni statiche si va a leggere lo spostamento complessivo dell'indentatore. Questo valore lo si divide per la velocità e si ottiene così il tempo fisico che serve per raggiungere 100 kN. Però questo valore di tempo è in genere un numero irrazionale e non lo si può imporre con time step, quindi si prende tale valore e lo si arrotonda per eccesso e questo valore approssimato lo si usa per definire la fine del primo time step. Per quanto riguarda il secondo time step, la norma richiede che il mantenimento duri almeno 100 ms, e nelle simulazioni è stato usato proprio tale valore.

Ovviamente, l'arrotondamento per eccesso deve essere il minimo possibile, compatibilmente con la definizione dei substep, per non rischiare di sforare la soglia dei 105 kN, che secondo la norma farebbe perdere validità alla prova. L'arrotondamento è necessario per far tornare i substep: facendolo per eccesso invece che per difetto permette di poter superare la soglia dei 100 kN, che se non venisse raggiunta la simulazione sarebbe inutilizzabile sempre secondo la norma.

Capitolo 3

Risultati

3.1 Convergenza della mesh

Il modello è stato validato con uno studio di convergenza della mesh al variare del numero di nodi. Le impostazioni considerate prevedevano la presenza del piano intermedio ed uno spessore della lamiera di 2,5 mm. Sebbene fosse possibile realizzare lo studio di convergenza senza il piano intermedio, tale piano è stato comunque preso in considerazione, in quanto l'analisi risulta più completa se si genera anche la mesh relativa a tale piano per ogni caso di diverso numero di nodi.

Avendo delle condizioni che comportano delle non-linearità, non si può fare affidamento al comando PRERR per valutare la convergenza della mesh.

Secondo la teoria degli elementi finiti lineari, all'aumentare del numeo di nodi del modello, quest'ultimo si comporta in maniera meno rigida e quindi a parità di carichi imposti ci saranno degli spostamenti maggiori. Quest'ultima affermazione vale però solo quando tutto il modello ha appunto un comportamento lineare. Se invece sussistono delle non-linearità, ed il caso di studio è fortemente non-lineare, allora il trend a convergenza può essere diverso.

Nel modello considerato, in particolare i contatti definiti hanno una natura fortemente non-lineare. Quello riscontrato è un trend secondo cui, all'aumentare del numero dei nodi, si verifica un aumento della rigidezza globale. Dai risultati, infatti, a parità di carico imposto, all'aumentare del numero dei nodi è diminuito lo spostamento massimo.

Il trend che si è verificato è comunque monotono. In caso di impostazioni gestite molto male sarebbero apparsi nel trend dello spostamento massimo dei picchi di instabilità che appunto non avrebbero consentito un andamento monotono.

L'andamento complessivo tende verso un asintoto orizzontale. Ha senso scegliere, per la prosecuzione dell'analisi, quella mesh che rispetto al corrispettivo caso di mesh più fine non dà una variazione sullo spostamento massimo poi così eccessiva. Al livello industriale l'errore percentuale sullo spostamento massimo che si verifica tra le due mesh non dovrebbe essere superiore indicativamente al 10%.

L'errore percentuale sullo spostamento massimo deve essere il minore possibile compatibilmente il tempo di calcolo richiesto per la soluzione. Va da sé che il tempo di calcolo cresce all'aumentare del numero dei nodi a parità di altre condizioni. Più in particolare, tale tempo può crescere molto velocemente se si aumenta il numero di nodi in un modello

in cui sono stati assegnati dei contatti piuttosto onerosi da calcolare, sia in termini del tipo di contatto di per sé che in termini di area di estensione di tale contatto. Il caso riscontrato è proprio questo, poiché tra i vari contatti definiti sono presenti: un contatto frictional (tra indentatore e corpo principale) e due contatti frictionless (tra corpo principale e parete di riscontro e tra corpo principale e coperchio). Comunque, questi contatti sono necessari da definire, altrimenti ci sarebbe una compenetrazione non fisica tra le parti in relazione e non ci sarebbe quindi il reale scambio di forza che si presenta.

La Tabella 3.1 e la Figura 3.1 mostrano i risultati delle simulazioni di convergenza.

Numero di nodi	Spostamento massimo [mm]
38188	1.47
55308	1.32
90102	1.14
118124	1.03

Tabella 3.1: Risultati della convergenza numerica al variare del numero di nodi

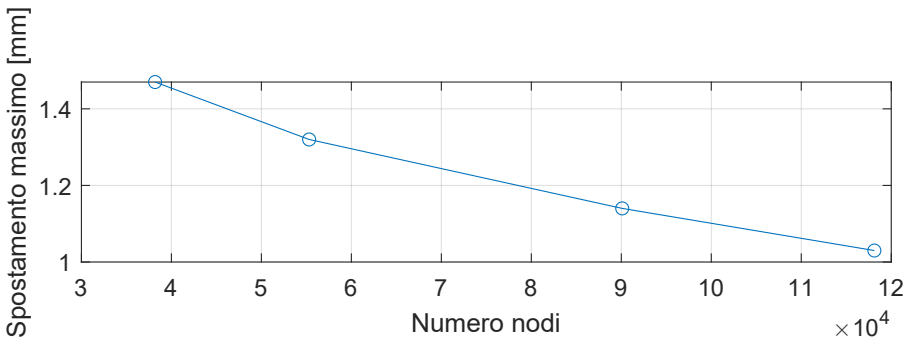


Figura 3.1: Andamento dello spostamento massimo al variare del numero di nodi.

Con le mesh a 38k e 55k nodi il tempo di calcolo è relativamente poco (si è sull'ordine di 1 h). Con la mesh a 90k il tempo di calcolo è aumentato rispetto alla mesh da 55k nodi in maniera significativa ma è accettabile per un problema del genere (si è sull'ordine di 3 h). Con la mesh a 118k nodi, il tempo di calcolo rispetto alla mesh con 90k è aumentato in maniera notevole (si è sull'ordine delle 11 h).

Complessivamente, quindi, le successive analisi sono proseguite con la mesh a 90k nodi.

3.2 Parametri di sintesi

Una volta selezionata la mesh grazie allo studio di convergenza, dopo ogni simulazione completata vanno comunque valutati vari parametri per verificare che tale stessa simulazione non abbia avuto anomalie. In particolare, questi sono la verifica della compenetrazione massima nei contatti definiti e la verifica che la forza di reazione alla parete di riscontro sia coerente con il carico applicato.

Verificata l'assenza di anomalie, ci si focalizza sui risultati che riguardano direttamente le grandezze che sono oggetto degli obiettivi di questo lavoro. Ci si focalizza cioè sugli aspetti di "sintesi" dello studio:

- la tensione equivalente secondo il criterio di von Mises;
- il fatto che il volume di controllo definito venga violato o meno.

La tensione mostrata è quella mediata (averaged). Per valutare se il volume di controllo viene violato, e quindi se le celle arrivano a subire il carico, si guarda allo spostamento massimo in valore assoluto nelle tre direzioni del sistema di riferimento.

Con il sistema di carico e di vincolo che è stato usato:

- nella direzione del carico, le due superfici tendono ad avvicinarsi tra loro;
- nelle altre due direzioni ortogonali, le due superfici opposte tra loro tendono ad allontanarsi.

Quindi, tra i tre spostamenti, quello su cui ci si focalizza di più è quello nella direzione di applicazione del carico. Nel sistema di riferimento usato nelle simulazioni la direzione d'applicazione del carico è la X.

Tra l'altro lo spostamento in una delle due direzioni ortogonali alla direzione di applicazione del carico può essere superiore in valore assoluto allo spostamento nella direzione del carico stessa.

3.3 Modello con il setto

3.3.1 Caso statico

Il caso statico è servito, oltre per validare la mesh con lo studio di convergenza, ad identificare lo spessore plausibile nei confronti di un carico che arriva quasi-staticamente a 100 kN.

Diversi spessori sono stati confrontati solo tramite prove statiche, perché sarebbe inutilmente dispendioso arrivare a confrontare gli involucri con diverso spessore anche nelle prove dinamiche.

Il setto non dà un contributo indipendente dalla direzione di applicazione del carico. Se un carico arriva lungo Y, non c'è una distinzione significativa dal comportamento che può sussistere senza il setto. Per questo, cautelativamente, si è deciso di studiare il caso con il setto considerando lo spessore minimo accettabile in assenza del setto stesso. Da come si nota nel Paragrafo dedicato ai risultati del caso senza setto, quel valore di spessore è 3,0 mm.

Initial substeps	500
Minimum substeps	100
Maximum substeps	1000

Tabella 3.2: Caso con il setto: substep delle simulazioni statiche.

Lo spostamento massimo nella direzione X è 0,53 mm.

3.3.2 Caso dinamico

Il corrispettivo caso dinamico è stato effettuato assegnando i valori mostrati nella Tabella 3.3.

Fine del primo time step [s]	0,11
Fine del secondo time step [s]	0,21
Spostamento totale dell'indentatore [mm]	0,22

Tabella 3.3: Caso con il setto: sequenze di carico assegnate.

Initial time step [s]	1×10^{-4}
Minimum time step [s]	1×10^{-5}
Maximum time step [s]	0,1

Tabella 3.4: Caso con il setto: primo time step.

Initial time step [s]	1×10^{-3}
Minimum time step [s]	1×10^{-4}
Maximum time step [s]	0,1

Tabella 3.5: Caso con il setto: secondo time step.

Sicurezza del volume di controllo

Con la presenza del setto, la faccia dell'involucro premuta dall'indentatore può essere intesa come composta da due regioni. Dato lo schema di carico e l'orientamento del setto, si distinguono una regione superiore ed una inferiore. Nella zona centrale di ciascuna di queste due aree si verifica lo spostamento massimo della rispettiva area. In termini di spostamenti, non c'è perfetta simmetria tra le due regioni: il picco di spostamento massimo dell'involucro si verifica nella regione inferiore. Infatti, la regione superiore si trova a ridosso del lembo superiore, il quale contribuisce ad un maggiore irrigidimento per la presenza dei suoi fori per le viti. Nella faccia opposta dell'involucro, cioè quella premuta contro la parete di riscontro, si può notare un comportamento qualitativamente simile a quello presentato dalla faccia premuta dall'indentatore. In entrambe le facce la lamiera si deforma verso l'interno dell'involucro, anche se, in valore assoluto lo spostamento è maggiore nella faccia premuta dall'involucro. Imponendo un vincolo di fixed support sulla faccia che tocca il piano di riscontro, non si avrebbe potuto mettere in evidenza lo spostamento in tale faccia che, seppur di lieve entità, non è trascurabile.

Le Figure 3.2, 3.3 mostrano lo spostamento lungo X.

Lo Spostamento lungo Z, nel caso di presenza del piano intermedio, è molto piccolo e con la scala usata è completamente impercettibile (l'involucro rimane interamente della

stessa tonalità di colore). Anche nella versione dinamica, nel caso di presenza del piano intermedio, lo spostamento lungo Z è impercettibile.

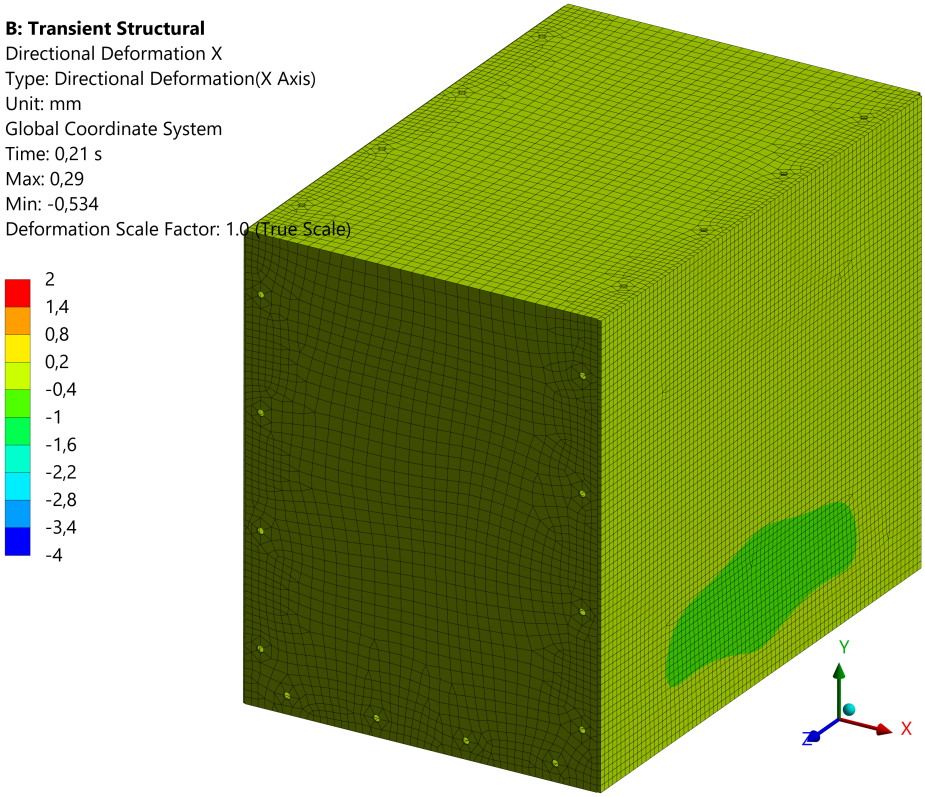


Figura 3.2: Caso con il setto: spostamento lungo X.

Tensione equivalente di von Mises

Le Figure 3.5, 3.6 mostrano la tensione secondo il criterio di von Mises. La tensione si va a concentrare presso i nove punti di contatto tra indentatore e corpo principale, i lembi ed i fori per le viti. In queste piccole zone la tensione arriva alla fine a dei valori che sono in un intorno dei 260 MPa. In tutte le altre parti il materiale rimane praticamente in campo elastico, anche se nelle zone vicine a quelle piccole parti appena citate, il materiale arriva quasi allo snervamento.

3.3.3 Osservazioni

Già poco dopo l'inizio della fase di carico, il contatto tra indentatore e corpo principale passa dalle tre strisce date dai profili dell'indentatore a nove punti concentrati. Tre punti sono sullo spigolo superiore della faccia del corpo principale. Altre tre sono nel corrispettivo spigolo inferiore. I rimanenti tre sono in corrispondenza del piano intermedio.

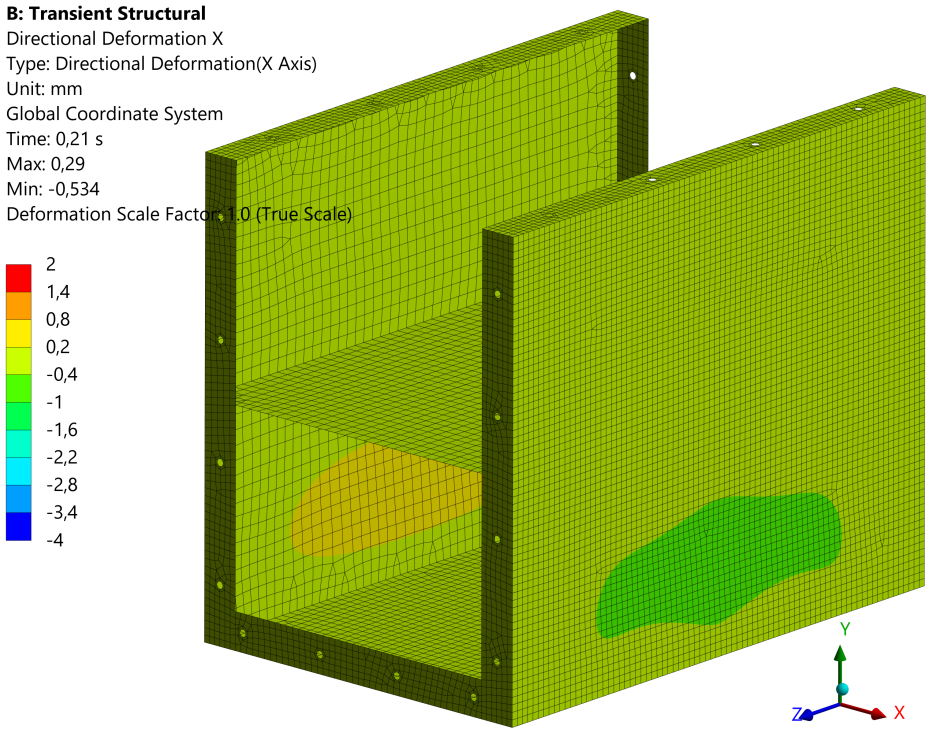


Figura 3.3: Caso con il setto: spostamento lungo X senza visualizzazione del coperchio.

Verifica della compenetrazione

La compenetrazione massima, da come visibile in Figura 3.7, si presenta nei nove punti in cui si va a concentrare il contatto già poco dopo l'inizio della fase di carico. Il valore di compenetrazione massima è dell'ordine dei centesimi di millimetro, quindi, in relazione allo spessore della lamiera, è un valore accettabile. Nelle restanti zone in cui sono stati definiti i contatti, la compenetrazione ha valori praticamente nulli.

Verifica della reazione vincolare

Dall'andamento nel tempo della forza di reazione tra involucro e parete di riscontro, è stato verificato che il primo time step finisca ad un valore di forza compreso tra 100 e 105 kN e poi è stato verificato che nel secondo time step il valore di tale forza rimanga pressoché invariato. La forza raggiunge 102 kN. Lo spostamento massimo nella direzione X è 0,53 mm.

La Figura 3.8 consente di mostrare come nella fase di mantenimento della posizione, la forza di reazione alla parete di riscontro, e quindi la forza applicata dall'indentatore sia rimasta sostanzialmente costante. Non sorprende per la natura del problema il fatto che imponendo una rampa di spostamento, non si ottiene una perfetta e lineare rampa di forza.

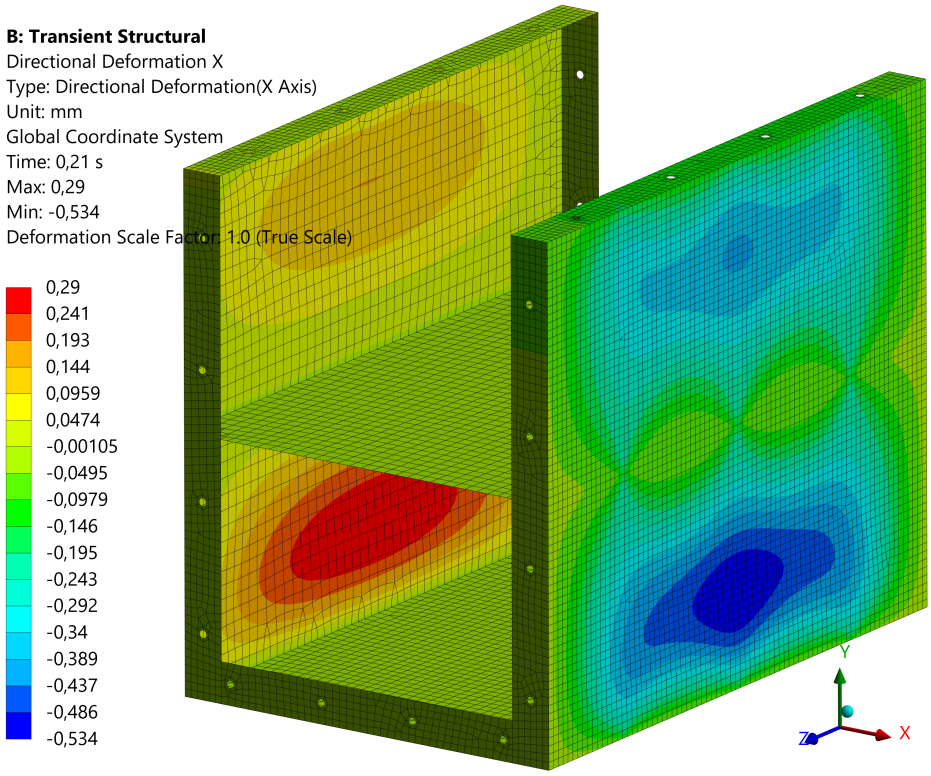


Figura 3.4: Caso con il setto: spostamento lungo X con visualizzazione cambiata della scala colori.

3.4 Modello senza il setto

3.4.1 Distinzioni con il caso con il setto

Al livello di modellazione, questo caso di studio nasce partendo dal modello precedente e ”disattivando” la presenza del piano intermedio. Così, indirettamente, si disattiva anche il comando che connette la mesh del piano intermedio a quella del corpo dell'involucro.

Con l'assenza del setto, la superficie su cui va fatta la mesh diminuisce e quindi il numero di nodi del modello si riduce a 85001.

Rifare lo studio di convergenza nel caso senza setto è del tutto superfluo avendolo fatto con la presenza di tutti i componeneti.

I parametri di sintesi che si ricerca sono gli stessi di quelli del modello col setto. L'organizzazione delle simulazioni ha seguito la stessa logica di quella usata nel caso con il setto: si è partiti dalle simulazioni statiche per determinare lo spessore più plausibile e successivamente si è effettuata la corrispettiva simulazione transiente.

3.4.2 Caso statico

Nella Tabella 3.7 vengono mostrati i risultati dello spostamento massimo nella direzione di applicazione del carico al variare dello spessore dell'involucro.

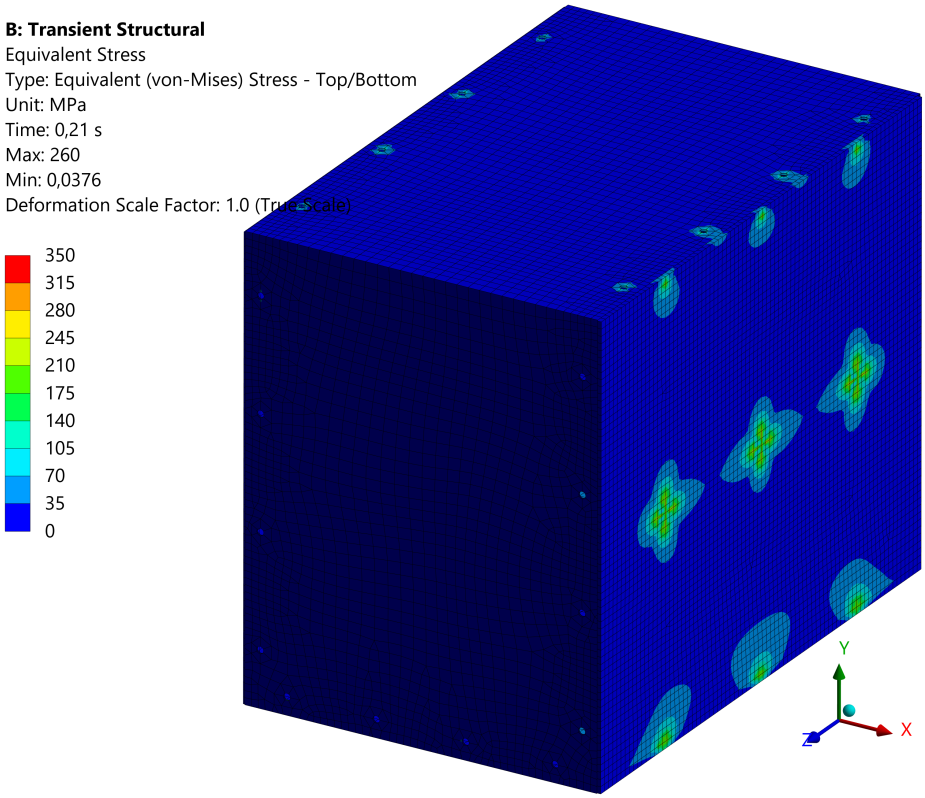


Figura 3.5: Caso con il setto: tensione di von Mises.

Initial substeps	500
Minimum substeps	100
Maximum substeps	1000

Tabella 3.6: Caso senza il setto: substep delle simulazioni statiche.

Spessore [mm]	Spostamento lungo X [mm]
4,0	1,18
3,5	1,46
3,0	2,31
2,5	4,69

Tabella 3.7: Caso senza il setto: valori di spessore.

Con uno spessore di 2,5 mm gli spostamenti ottenuti superano il valore limite. Invece, uno spessore di almeno 3,5 mm può essere eccessivo. Quindi, è stato portato avanti lo studio con uno spessore delle lamiere di 3,0 mm.

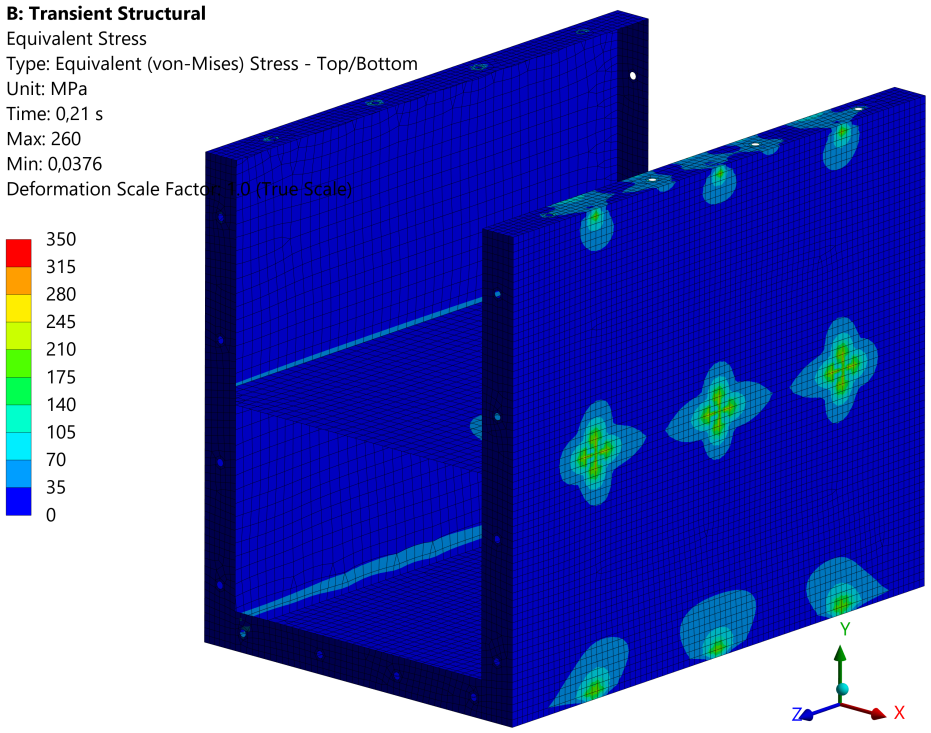


Figura 3.6: Caso con il setto: tensione di von Mises senza visualizzazione del coperchio.

3.4.3 Caso dinamico

Il corrispettivo caso dinamico è stato effettuato assegnando i valori mostrati nella Tabella 3.8.

Fine del primo time step [s]	0,32
Fine del secondo time step [s]	0,42
Spostamento totale dell'indentatore [mm]	0,64

Tabella 3.8: Caso senza il setto: sequenze di carico assegnate

Initial time step [s]	1×10^{-4}
Minimum time step [s]	1×10^{-5}
Maximum time step [s]	0,1

Tabella 3.9: Caso senza il setto: primo time step.

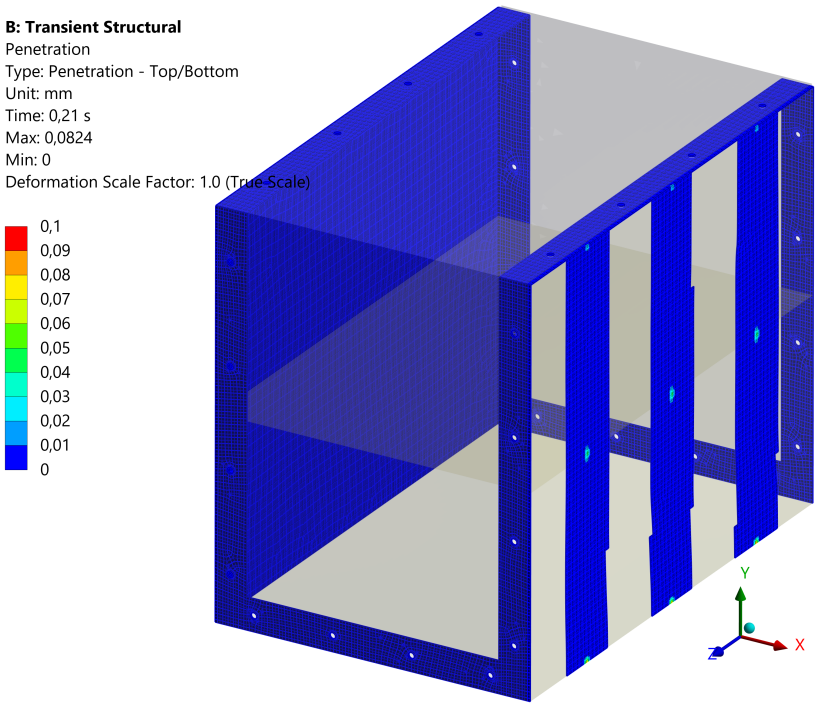


Figura 3.7: Caso con il setto: visualizzazione della compenetrazione.

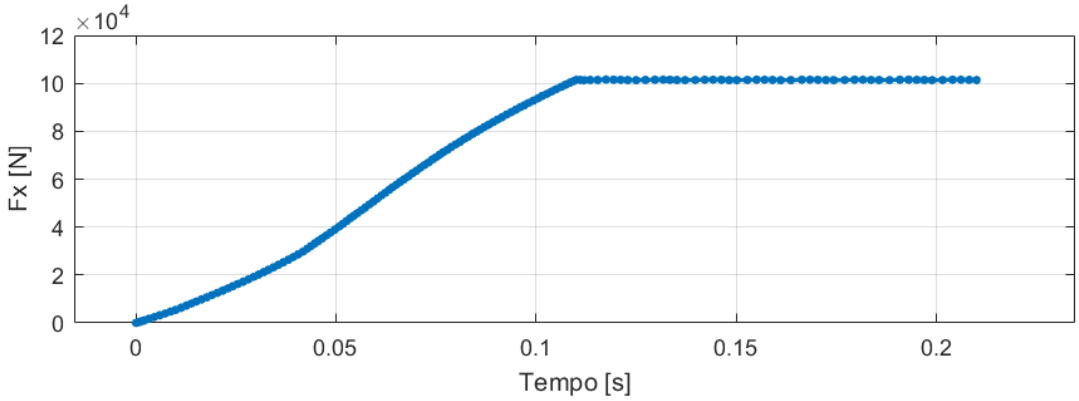


Figura 3.8: Caso con il setto: andamento nel tempo della forza di reazione alla parete di riscontro Fx.

Initial time step [s]	1×10^{-3}
Minimum time step [s]	1×10^{-4}
Maximum time step [s]	0,1

Tabella 3.10: Caso senza il setto: secondo time step.

Sicurezza del volume di controllo

In assenza del setto, lo spostamento massimo si presenta nella parte centrale della faccia premuta dall'indentatore.

Nelle seguenti figure si evidenzia il comportamento degli spostamenti lungo la direzione X. Infatti, le facce dell'involucro ortogonali all'asse X (quella premuta dall'indentatore e quella premuta contro la parete) si avvicinano tra loro e quindi rischiano di violare il volume di controllo che è stato definito. Invece, le facce ortogonali all'asse Y si allontanano tra loro e lo stesso avviene per le facce ortogonali all'asse Z. Quindi, in queste ultime due direzioni, non sussiste il problema della violazione del volume di controllo.

A prescindere da ciò, nel confrontare i valori assoluti degli spostamenti nelle tre direzioni, gli spostamenti maggiori hanno riguardato i punti centrali delle facce ortogonali all'asse Y. Invece, gli spostamenti minori hanno riguardato le facce ortogonali all'asse Z.

Come prevedibile, a differenza del corrispettivo caso con lo stesso spessore, ma con la presenza del setto, lo spostamento massimo in valore assoluto nella direzione del carico è decisamente maggiore.

Le Figure 3.9, 3.10 mostrano lo spostamento lungo X.

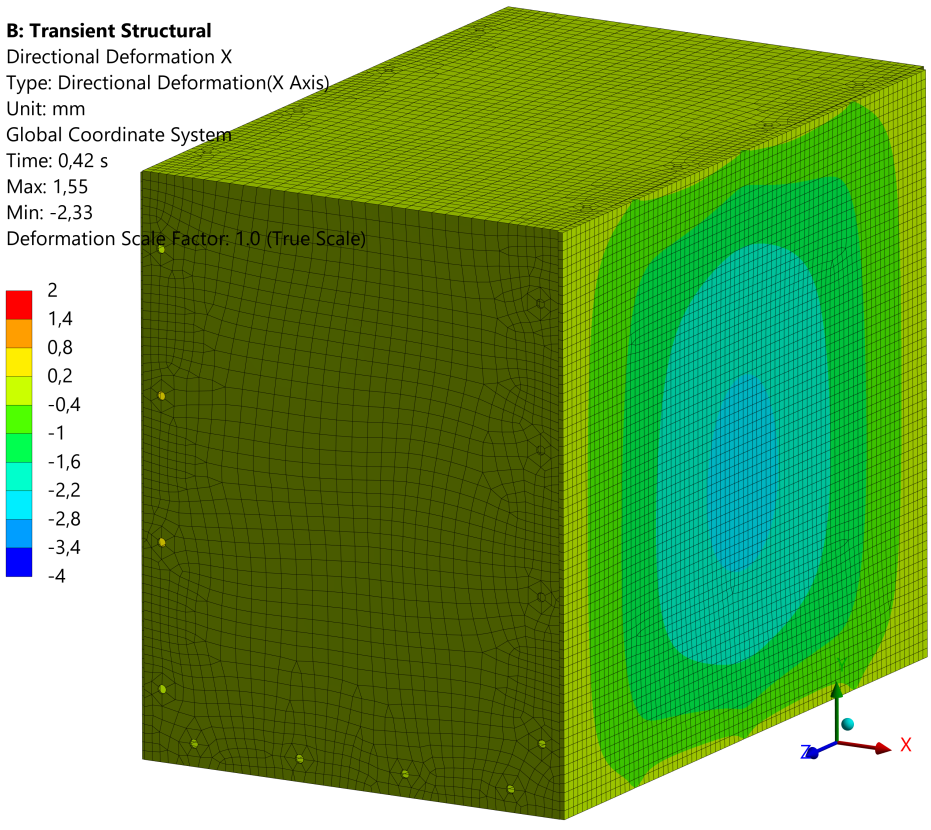


Figura 3.9: Caso senza il setto: spostamento lungo X.

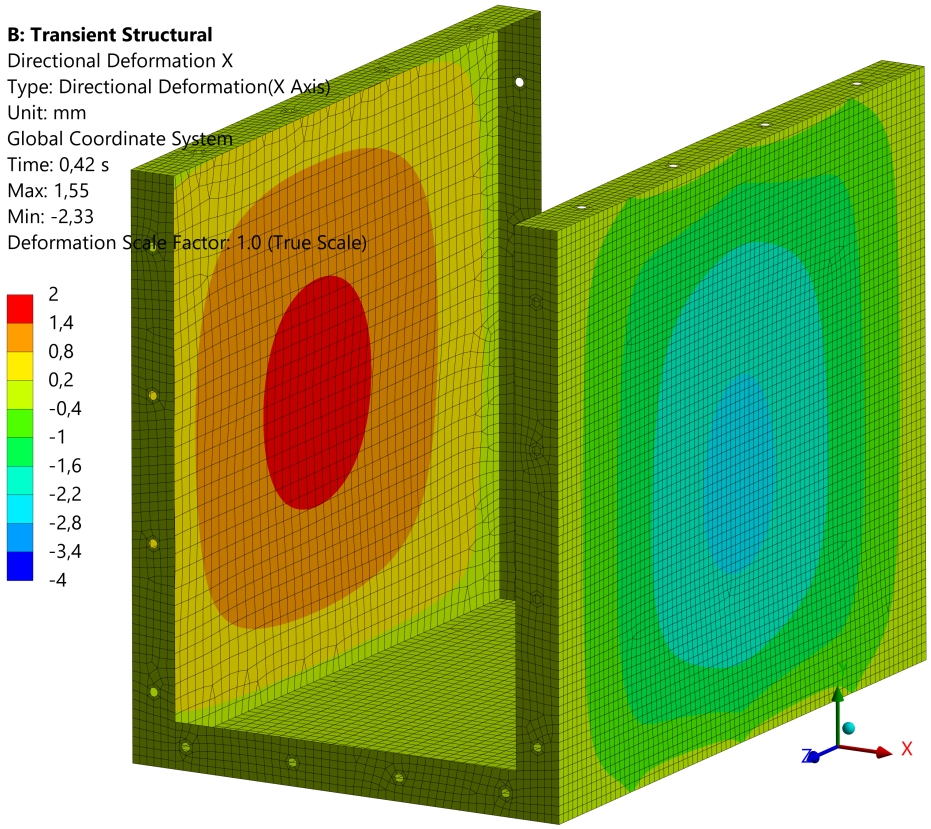


Figura 3.10: Caso senza il setto: spostamento lungo X senza visualizzazione del coperchio.

Tensione equivalente di von Mises

Riguardo la tensione in caso di assenza del setto c'è un comportamento molto analogo a quello visto in caso di presenza di tale setto. Con l'assenza del setto aumentano i picchi di tensione di alcune decine di MPa. La tensione raggiunge i valori massimi nei pressi dei lembi, dei fori per le viti e delle sei aree dell'involucro in cui si concentra il contatto con l'indentatore. In queste zone il materiale plasticizza e raggiunge alla fine valori di tensione che sono nell'intorno di 300 MPa. La stragrande maggioranza del materiale dell'involucro, comunque, rimane in campo elastico. In particolare, a sua volta, la maggioranza del materiale che è rimasto in campo elastico non è andata oltre le poche decine di MPa. Il materiale del coperchio, in paricolare, a parte per le zone intorno ai fori sulla faccia superiore, viene sollecitato minimamente.

L'assenza del setto aggrava la propensione dell'involucro al collasso per instabilità elastica dato il sistema di carico in questione. Il setto dà un contributo non trascurabile al momento di inerzia dell'involucro rispetto all'asse Y. Però, il contributo che il setto dà al momento di inerzia dell'involucro rispetto all'asse Z è del tutto trascurabile. Quindi, complessivamente, dato il sistema di carico, il setto limita in maniera tracurabile l'insorgenza dell'instabilità elastica. Cioè, a prescindere dalla presenza o meno del setto, l'instabilità elastica si può presentare a valori di spessore molti simili.

Le Figure 3.11, 3.12, 3.13 mostrano la tensione secondo il criterio di von Mises.

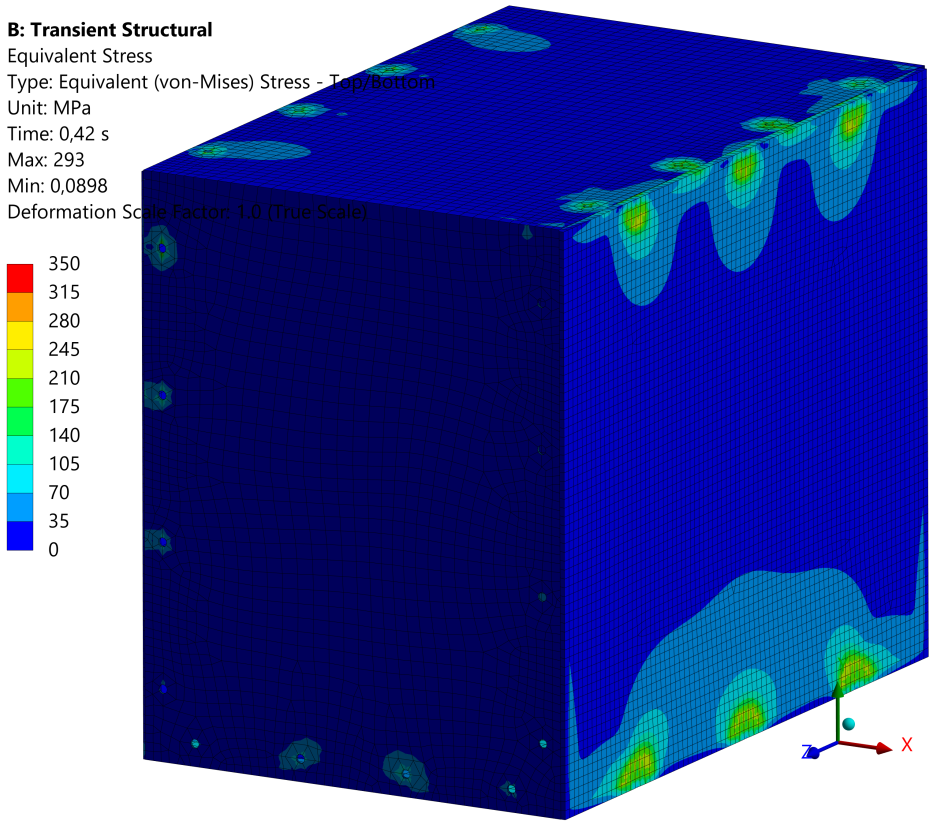


Figura 3.11: Caso senza il setto: tensione di von Mises.

3.4.4 Osservazioni

Il comportamento in assenza del setto è per molti aspetti analogo a quello che si verifica con la presenza del setto stesso. Stavolta il contatto si va a concentrare in sei piccole zone: tre nello spigolo superiore della faccia del corpo principale a contatto con l'indentatore; gli altre tre nel corrispettivo spigolo inferiore della stessa faccia.

Guardando la forma che tende ad assumere l'involucro a fine prova, viene apparentemente da pensare che è come se si avesse applicato un carico relativamente concentrato nella zona centrale della faccia dell'involucro che sta a contatto con l'indentatore. Di fatto, è in quella porzione centrale che si verificano gli spostamenti maggiori nella direzione di applicazione del carico. Invece, l'indentazione dell'involucro si concentra solo nell'intorno degli spigoli d'estremità. Andando ad aumentare la scala di deformazione (tenendo a mente che solo con la scala 1.0 è mostrato il comportamento fisico effettivo), si vede chiaramente come si formano in queste piccole zone delle vere e proprie indentazioni rispetto alla geometria circostante.

Al variare dello spessore, il comportamento è rimasto qualitativamente lo stesso, ma l'entità degli spostamenti raggiunti è cambiata decisamente.

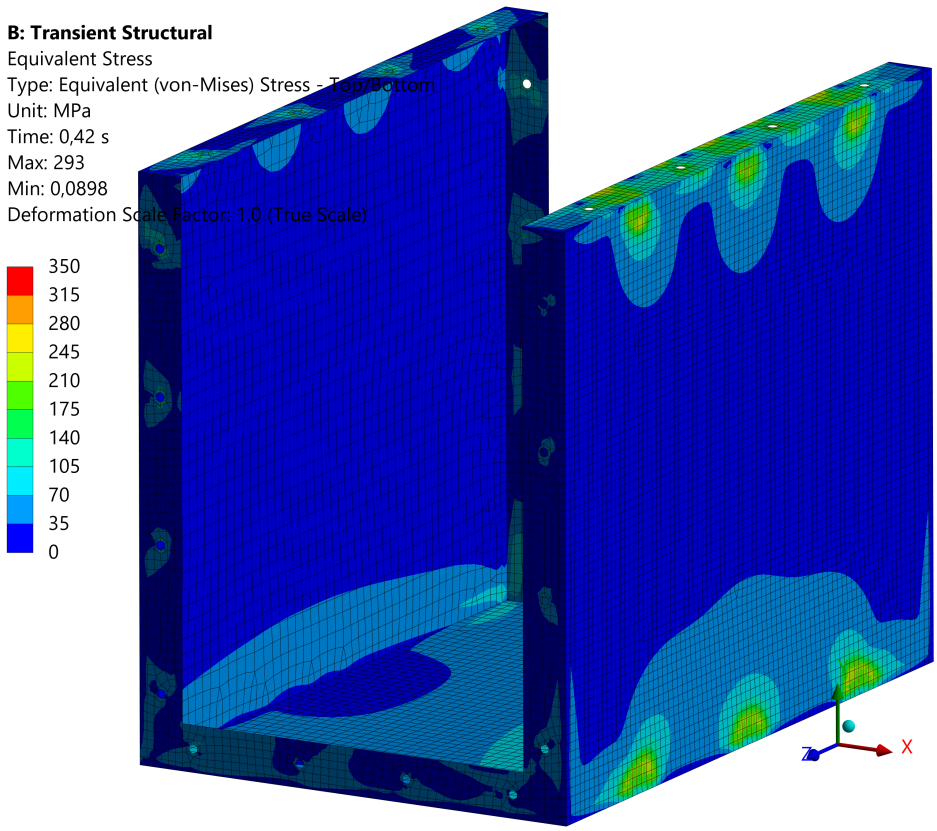


Figura 3.12: Caso senza il setto: tensione di von Mises senza visualizzazione del coperchio.

Verifica della compenetrazione

La compenetrazione massima, come si può notare in Figura 3.14 si presenta nei sei punti in cui si va a concentrare il contatto già poco dopo l'inizio della fase di carico. Il valore di compenetrazione massima è anche in questo caso dell'ordine dei centesimi di millimetro, quindi, in relazione allo spessore della lamiera, è un valore accettabile. Ugualmente anche in questo caso, nelle restanti zone in cui sono stati definiti i contatti, la compenetrazione ha valori praticamente nulli.

Verifica della reazione vincolare

Con i valori assegnati, la forza raggiunta alla fine della fase della rampa di spostamento supera la soglia di 100 kN, ma non oltrepassa 105 kN. Guardando all'andamento nel tempo della forza di reazione alla parete di riscontro, è stato verificato che tale forza rimane pressoché costante nella fase di mantenimento. La forza raggiunge 101 kN. Lo spostamento massimo nella direzione X è 2,33 mm.

La Figura 3.15 consente di verificare, analogamente a quanto visto nel caso con la presenza del setto, che nella fase di mantenimento della posizione, anche la forza rimane

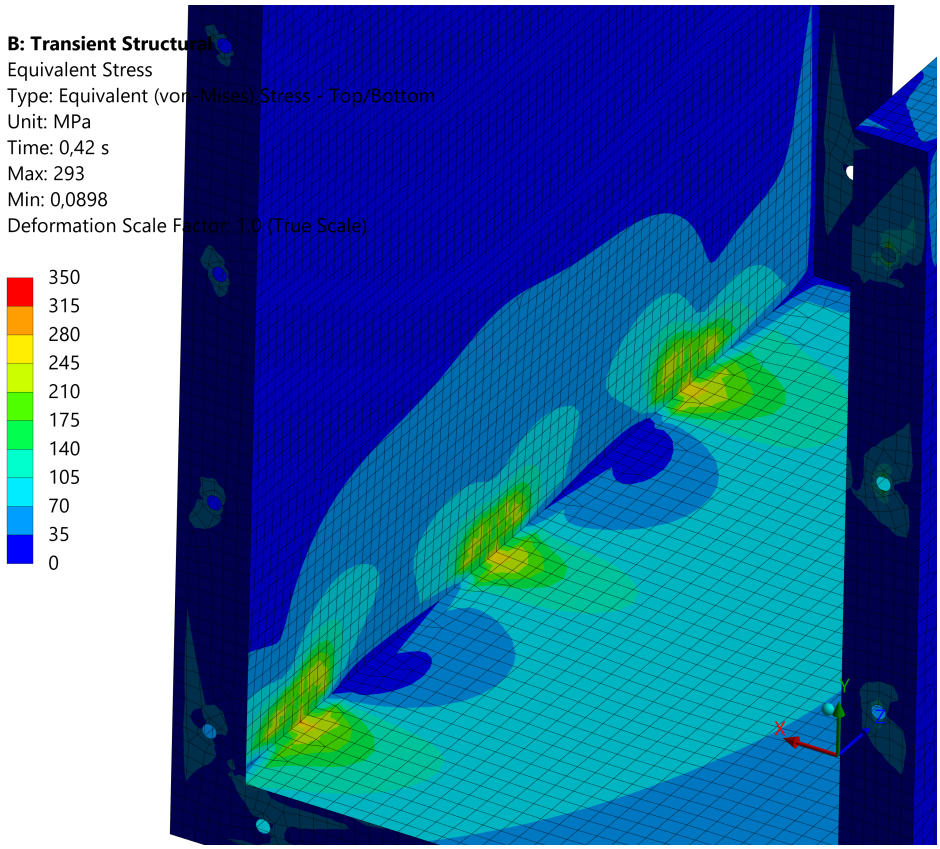


Figura 3.13: Caso senza il setto: tensione di von Mises.

sostanzialmente costante. Anche in questo caso si nota come, nella fase della rampa di spostamento, non si abbia una perfetta rampa di forza.

3.5 Tabelle di sintesi

La Tabella 3.11 riporta i risultati più significativi della simulazione transiente con il setto. La Tabella 3.12 riporta i risultati più significativi della simulazione transiente senza il setto. Si osserva che, in entrambe le configurazioni, il valore massimo della tensione equivalente di von Mises non coincide con quello finale della simulazione. Tale comportamento è riconducibile alla natura non lineare dell'analisi (plasticità del materiale, contatti e non linearità geometrica), che comporta una progressiva redistribuzione delle tensioni durante l'avanzamento dell'indentatore. Nel modello con setto, la maggiore rigidezza locale determina un picco iniziale di tensione più elevato; successivamente, l'evoluzione del contatto e la redistribuzione delle tensioni producono una riduzione del valore della tensione equivalente più marcata rispetto alla configurazione priva di setto, pur in presenza di un incremento monotono della forza di reazione.

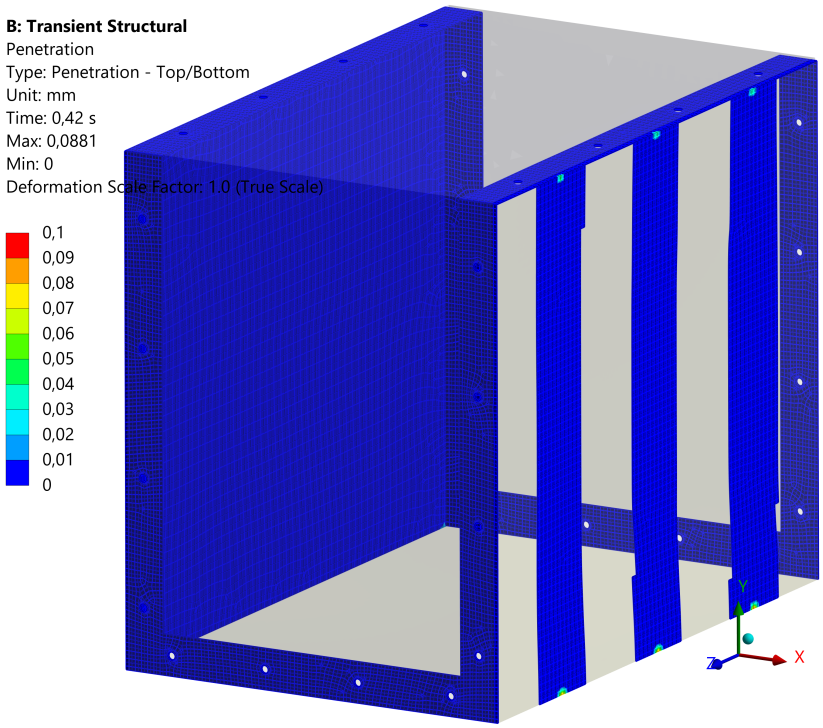


Figura 3.14: Caso senza il setto: visualizzazione della compenetrazione.

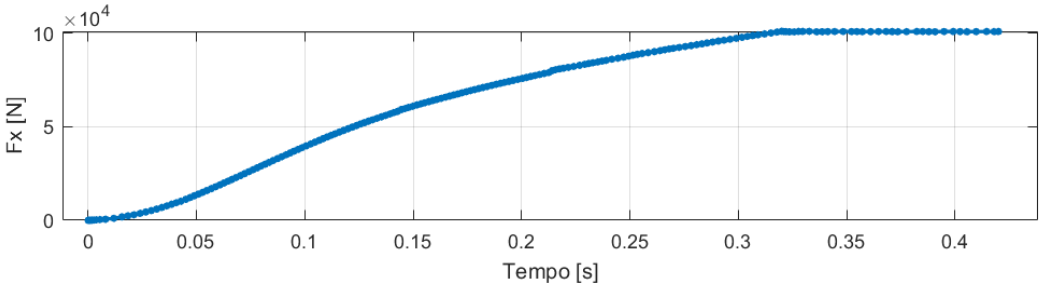


Figura 3.15: Caso senza il setto: andamento nel tempo della forza di reazione alla parete di riscontro Fx.

Spessore lamiera [mm]	3,0
Spostamento massimo [mm]	0,53
Picco della tensione equivalente di von Mises [MPa]	317
Tensione equivalente di von Mises al termine della simulazione [MPa]	260
Forza massima [kN]	102

Tabella 3.11: Caso con il setto: valori riassuntivi.

Spessore lamiera [mm]	3,0
Spostamento massimo [mm]	2,33
Picco della tensione equivalente di von Mises [MPa]	303
Tensione equivalente di von Mises al termine della simulazione [MPa]	293
Forza massima [kN]	101

Tabella 3.12: Caso senza il setto: valori riassuntivi.

Capitolo 4

Conclusioni

L'obiettivo di questo lavoro è stato il dimensionamento dell'involucro di un pacco batteria per veicoli da lavoro rispetto allo schema di carico previsto dalla prova di mechanical integrity della UNECE R100. A tal fine è stato sviluppato un modello FEM, mediante il quale è stato determinato il minimo spessore dell'involucro in grado di garantire l'inviolabilità del volume di controllo con un certo margine di sicurezza. Nelle simulazioni, lo spostamento massimo accettabile della parete dell'involucro nella direzione di applicazione del carico è pari a 2,5 mm. I risultati ottenuti mostrano che il minimo spessore della lamiera che soddisfa il requisito è pari a 3,0 mm ed è valido per entrambe le configurazioni di involucro (con e senza setto). Con il setto lo spostamento massimo è pari a 0,53 mm. Senza il setto lo spostamento massimo è pari a 2,33 mm. Spessori minori non garantiscono il requisito di inviolabilità del volume di controllo con il margine di sicurezza prestabilito e avvicinano il sistema alle condizioni di rottura del materiale o al collasso per instabilità elastica. Confrontando le due configurazioni dell'involucro, a parità di spessore, il setto consente di diminuire significativamente lo spostamento massimo delle facce a cui è saldato. Dall'analisi dei risultati emerge che la configurazione con il setto è quella da preferire, in quanto consente di ottenere una maggiore rigidezza strutturale. Comunque, le condizioni simulate risultano necessariamente idealizzate e rappresentano una semplificazione del comportamento reale del sistema in esercizio, pur essendo adeguate a uno studio generale del comportamento dell'involucro. In particolare, le ipotesi adottate consentono una valutazione coerente con lo schema di prova considerato, ma non descrivono in modo completo tutti gli scenari di urto nelle reali condizioni operative.

Bibliografia

[1] Powen Chen et al. «Staggered layout of battery cells for mitigating damage in side pole collisions of electric vehicles». In: *eTransportation* 16 (2023), p. 100238. ISSN: 2590-1168. DOI: https://doi.org/10.1016/j.etran.2023.100238. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2590116823000139.

[2] Pius Victor Chombo e Yossapong Laoonual. «A review of safety strategies of a Li-ion battery». In: *Journal of Power Sources* 478 (2020), p. 228649. ISSN: 0378-7753. DOI: https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2020.228649. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775320309538.

[3] Markus Feldmann et al. *STROBE D1-1: Parametric Plasticity and Damage Curves*. Project Deliverable D1.1. Research Fund for Coal and Steel Project RFSR-CT-2016-743504. RWTH Aachen University. URL: https://steel-sci.com/assets/downloads/reports/STROBE%20D1-1%20Parametric%20plasticity%20and%20damage%20curves.pdf.

[4] A. Gugliotta, A. Somà e N. Zampieri. *Elementi Finiti*. Quine Business Publisher, 2021. ISBN: 978-88-31284-06-6.

[5] Bhavya Kotak et al. «Battery Crush Test Procedures in Standards and Regulation: Need for Augmentation and Harmonisation». In: *Batteries* 7.3 (2021). ISSN: 2313-0105. DOI: 10.3390/batteries7030063. URL: https://www.mdpi.com/2313-0105/7/3/63.

[6] Philip Kotter, Thomas Kisters e Andreas Schleicher. «Dynamic impact tests to characterize the crashworthiness of large-format lithium-ion cells». In: *Journal of Energy Storage* 26 (2019), p. 100948. ISSN: 2352-152X. DOI: https://doi.org/10.1016/j.est.2019.100948. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352152X19304165.

[7] Adrian Daniel Muresanu, Mircea Cristian Dudescu e David Tica. «Study on the Crashworthiness of a Battery Frame Design for an Electric Vehicle Using FEM». In: *World Electric Vehicle Journal* 15.11 (2024). ISSN: 2032-6653. DOI: 10.3390/wevj15110534. URL: https://www.mdpi.com/2032-6653/15/11/534.

[8] Simon Thel et al. «Introducing Finite Element Method Integrated Networks (FEMIN)». In: *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 427 (2024), p. 117073. ISSN: 0045-7825. DOI: https://doi.org/10.1016/j.cma.2024.117073. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0045782524003293.

[9] United Nations Economic Commission for Europe. *UN Regulation No. 100 – Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to specific requirements for the electric power train*. ECE Regulation 100. Ver. Revision 3. UNECE, 2021. URL: https://unece.org/transport/vehicle-regulations-un-regulation-no-100 (visitato il giorno 29/05/2026).

[10] Luyao Zhao et al. «A novel thermal management system for lithium-ion battery modules combining direct liquid-cooling with forced air-cooling». In: *Applied Thermal Engineering* 232 (2023), p. 120992. ISSN: 1359-4311. DOI: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120992. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431123010219.