



**Politecnico  
di Torino**

POLITECNICO DI TORINO

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA AEROSPAZIALE

A.a. 2025/2026

Sessione di Laurea Luglio 2026

## **STATIC STRUCTURES DESIGN**

**Design and optimization of static structural components for aerospace  
power drive systems**

Candidato:  
Gabriele Esposito

Relatore:  
Emanuele Martelli

Supervisor aziendali:

Marco Del Cioppo  
Fabiano Procida  
Giuseppe Casamirra

# Indice

|            |                                                                            |           |
|------------|----------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>I</b>   | <b>Introduzione all'analisi agli elementi finiti</b>                       | <b>9</b>  |
| I.1        | Storia . . . . .                                                           | 9         |
| I.2        | In cosa consiste l'analisi agli elementi finiti? . . . . .                 | 9         |
| I.3        | Fondamenti matematici . . . . .                                            | 10        |
| I.4        | Il processo pratico . . . . .                                              | 10        |
| I.4.1      | Il meshing . . . . .                                                       | 11        |
| I.4.2      | Elementi, nodi e gradi di libertà . . . . .                                | 11        |
| I.4.3      | Condizioni al contorno e carichi . . . . .                                 | 11        |
| I.5        | Varie tipologie di analisi . . . . .                                       | 12        |
| I.5.1      | Analisi statica . . . . .                                                  | 12        |
| I.5.2      | Analisi dinamica . . . . .                                                 | 12        |
| I.5.3      | Analisi termica . . . . .                                                  | 12        |
| I.6        | Il ruolo nell'ingegneria moderna . . . . .                                 | 12        |
| I.7        | Creazione di tool meshless . . . . .                                       | 12        |
| I.8        | Il futuro . . . . .                                                        | 12        |
| <b>II</b>  | <b>Design process</b>                                                      | <b>13</b> |
| II.1       | Confronto tra il design process tradizionale ed il desiderato . . . . .    | 14        |
| <b>III</b> | <b>Optimization process</b>                                                | <b>14</b> |
| III.1      | Le diverse tipologie di ottimizzazione . . . . .                           | 15        |
| III.2      | Concept level techniques . . . . .                                         | 15        |
| III.2.1    | Topology optimization . . . . .                                            | 15        |
| III.2.2    | Free size . . . . .                                                        | 16        |
| III.2.3    | Topography . . . . .                                                       | 16        |
| III.3      | Fine tuning level techniques (ottimizzazione di dettaglio) . . . . .       | 17        |
| III.3.1    | Size optimization . . . . .                                                | 17        |
| III.3.2    | Shape optimization . . . . .                                               | 17        |
| III.3.3    | Free shape optimization . . . . .                                          | 18        |
| <b>IV</b>  | <b>Software utilizzati</b>                                                 | <b>19</b> |
| IV.1       | Software CAD 'NX' . . . . .                                                | 19        |
| IV.2       | Ansys workbench . . . . .                                                  | 20        |
| IV.3       | Ansys Discovery . . . . .                                                  | 20        |
| <b>V</b>   | <b>Ottimizzazione Topologica del supporto cuscinetto</b>                   | <b>22</b> |
| V.1        | Scopo . . . . .                                                            | 22        |
| V.2        | Blocco grezzo . . . . .                                                    | 22        |
| V.3        | Il problema meccanico . . . . .                                            | 22        |
| V.4        | No design space . . . . .                                                  | 23        |
| V.5        | obiettivi e vincoli dell'ottimizzazione . . . . .                          | 25        |
| V.6        | Risultati delle ottimizzazioni topologiche . . . . .                       | 27        |
| V.7        | modellazione su CAD dei risultati di ottimizzazioni . . . . .              | 29        |
| V.8        | Strategie di lavorazione . . . . .                                         | 30        |
| V.9        | Analisi FEM del nuovo Design . . . . .                                     | 33        |
| V.9.1      | Impostazione dell'assembly . . . . .                                       | 33        |
| V.9.2      | Creazione della mesh . . . . .                                             | 34        |
| V.9.3      | Impostazione dei contatti . . . . .                                        | 35        |
| V.9.4      | Set-up della fisica del problema . . . . .                                 | 37        |
| V.9.5      | Risultati dell'analisi su workbench . . . . .                              | 38        |
| V.9.6      | Impostazione dell'analisi semplificata del supporto su discovery . . . . . | 41        |
| <b>VI</b>  | <b>Processo generale e teorico di ottimizzazione parametrica</b>           | <b>43</b> |
| VI.1       | Start . . . . .                                                            | 43        |
| VI.2       | Esplorazione dello spazio di design: DOE (design of experiments) . . . . . | 43        |
| VI.3       | Metamodelli . . . . .                                                      | 45        |
| VI.4       | Sensitivity dei parametri . . . . .                                        | 46        |
| VI.5       | Algoritmi di ottimizzazione . . . . .                                      | 47        |
| VI.6       | Scelta dell'ottimo e trade-off . . . . .                                   | 49        |

|                                                                                        |           |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>VII Ottimizzazione parametrica del supporto cuscinetto</b>                          | <b>50</b> |
| VII.1 Scelta dei parametri . . . . .                                                   | 50        |
| VII.2 Spiegazione del processo di ottimizzazione parametrica eseguito . . . . .        | 52        |
| VII.2.1 Prima ottimizzazione parametrica (discovery) . . . . .                         | 54        |
| VII.2.2 Seconda ottimizzazione parametrica (discovery) . . . . .                       | 58        |
| VII.2.3 Terza ottimizzazione parametrica (discovery) . . . . .                         | 62        |
| VII.2.4 Quarta e ultima ottimizzazione su Optislang (scelta dell'ottimo) . . . . .     | 67        |
| <b>VIII VERIFICA E VALIDAZIONE</b>                                                     | <b>74</b> |
| VIII.1 Requisito di rigidità del componente . . . . .                                  | 74        |
| VIII.2 Analisi a fatica . . . . .                                                      | 75        |
| VIII.2.1 Scelta dei Nodi . . . . .                                                     | 76        |
| VIII.2.2 Estrazione dei tensori . . . . .                                              | 76        |
| VIII.2.3 Confronto diagrammi di Haigh . . . . .                                        | 78        |
| VIII.3 Analisi a fatica della nuova configurazione senza foro . . . . .                | 79        |
| VIII.4 Damage tolerance . . . . .                                                      | 81        |
| VIII.4.1 Processo seguito per la verifica di Damage tolerance sul componente . . . . . | 81        |
| VIII.5 Limit and ultimate load analysis . . . . .                                      | 84        |
| <b>IX Conclusioni</b>                                                                  | <b>86</b> |
| IX.1 Componente finale . . . . .                                                       | 86        |
| IX.1.1 Displacement e deformata del design finale . . . . .                            | 87        |
| IX.1.2 Mappa del Von Mises Stress del design finale . . . . .                          | 87        |
| IX.1.3 Mappa del Principal Stress del design finale . . . . .                          | 88        |
| IX.2 Tabelle di confronto con il componente già esistente . . . . .                    | 89        |
| IX.3 Confronto design Process . . . . .                                                | 91        |

# Elenco delle figure

|       |                                                                                                                   |    |
|-------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| I.1   | Alexander Hrennikoff . . . . .                                                                                    | 9  |
| I.2   | Esempio processo di analisi di una trave incastrata . . . . .                                                     | 10 |
| I.3   | differenti livelli di mesh . . . . .                                                                              | 11 |
| I.4   | a sinistra elementi 2D lineari, a destra elementi 2D quadratici . . . . .                                         | 11 |
| II.1  | design process . . . . .                                                                                          | 13 |
| II.2  | differenza tra il processo di design tradizionale (In alto) ed il desiderato (in basso) . . . . .                 | 14 |
| III.1 | esempio processo di ottimizzazione per una Bracket . . . . .                                                      | 15 |
| III.2 | esempio di ottimizzazione topologica . . . . .                                                                    | 16 |
| III.3 | esempio di un componente vincolato e caricato . . . . .                                                           | 16 |
| III.4 | a SX il risultato dell'ottimizzazione topologica, a DX il risultato dell'ottimizzazione free size . . . . .       | 16 |
| III.5 | esempio di ottimizzazione topografica . . . . .                                                                   | 17 |
| III.6 | esempio di size optimization . . . . .                                                                            | 17 |
| III.7 | esempio di shape optimization . . . . .                                                                           | 18 |
| IV.1  | logo NX . . . . .                                                                                                 | 19 |
| IV.2  | Interfaccia di NX . . . . .                                                                                       | 19 |
| IV.3  | logo di ansys . . . . .                                                                                           | 20 |
| IV.4  | Logo di Ansys discovery . . . . .                                                                                 | 20 |
| IV.5  | Interfaccia di discovery . . . . .                                                                                | 21 |
| V.1   | blocco di titanio . . . . .                                                                                       | 22 |
| V.2   | blocco di titanio . . . . .                                                                                       | 22 |
| V.3   | carico del tipo 'bearing load' . . . . .                                                                          | 22 |
| V.4   | Carico che il cuscinetto esercita sul supporto . . . . .                                                          | 22 |
| V.5   | vincoli del tipo fixed support . . . . .                                                                          | 23 |
| V.6   | impostazione dei vincoli . . . . .                                                                                | 23 |
| V.7   | impostazione del no design space . . . . .                                                                        | 23 |
| V.8   | zone protette per l'inserimento degli studs e per lo spessore minimo del supporto intorno al cuscinetto . . . . . | 24 |
| V.9   | zone protette per l'inserimento dei pins . . . . .                                                                | 24 |
| V.10  | zone protette per l'inserimento dei Bolts . . . . .                                                               | 24 |
| V.11  | No design space totale . . . . .                                                                                  | 25 |
| V.12  | impostazione degli obiettivi e dei constraints dell'ottimizzazione . . . . .                                      | 25 |
| V.13  | minimo Von Mises stress con il <b>50%</b> di riduzione del volume . . . . .                                       | 26 |
| V.14  | minimo Von Mises stress con il <b>60%</b> di riduzione del volume . . . . .                                       | 26 |
| V.15  | minimo Von Mises stress con il <b>70%</b> di riduzione del volume . . . . .                                       | 26 |
| V.16  | minimo Von Mises stress con il <b>80%</b> di riduzione del volume . . . . .                                       | 26 |
| V.17  | minimo Von Mises stress con il <b>88%</b> di riduzione del volume . . . . .                                       | 26 |
| V.18  | minimo Von Mises stress con il <b>90%</b> di riduzione del volume . . . . .                                       | 26 |
| V.19  | minimo Von Mises stress con il <b>91%</b> di riduzione del volume . . . . .                                       | 27 |
| V.20  | minimo Von Mises stress con il <b>92%</b> di riduzione del volume . . . . .                                       | 27 |
| V.21  | Volume minimo al di sotto di 120 MPa di Principal stress . . . . .                                                | 27 |
| V.22  | Von Mises Stress minimo rimuovendo il 91% del materiale . . . . .                                                 | 28 |
| V.23  | Principal stress minimo rimuovendo il 91% del volume . . . . .                                                    | 28 |
| V.24  | rigidezza massima rimuovendo il 91% del volume . . . . .                                                          | 28 |
| V.25  | confronto topologica (massima rigidezza) con il modello della topologica . . . . .                                | 29 |
| V.26  | confronto topologica (minimo Von Mises Stress) con il modello della topologica . . . . .                          | 29 |
| V.27  | confronto topologica (minimo Von Mises Stress) con il modello della topologica . . . . .                          | 30 |
| V.28  | Esempio di albero delle lavorazioni . . . . .                                                                     | 31 |
| V.29  | modifica del foro sulla rib per limiti di lavorazione . . . . .                                                   | 32 |
| V.30  | distribuzione Von Mises Stress . . . . .                                                                          | 32 |
| V.31  | fresatura dal basso . . . . .                                                                                     | 33 |
| V.32  | fresatura piano frontale . . . . .                                                                                | 33 |
| V.33  | vista frontale dell'intero assembly . . . . .                                                                     | 34 |
| V.34  | vista dall'alto dell'intero assembly . . . . .                                                                    | 34 |
| V.35  | Mesh del modello della topologica . . . . .                                                                       | 35 |
| V.36  | Mesh del modello della topologica . . . . .                                                                       | 35 |
| V.37  | contatti bonded stelo-dado, stelo-housing . . . . .                                                               | 36 |
| V.38  | contatti bonded viti-supporto e viti-anello metallico . . . . .                                                   | 36 |
| V.39  | contatti frictional . . . . .                                                                                     | 37 |
| V.40  | step 1: bolt preload . . . . .                                                                                    | 37 |
| V.41  | step 2: temperatura operativa . . . . .                                                                           | 38 |
| V.42  | step 3: carico operativo del cuscinetto . . . . .                                                                 | 38 |
| V.43  | vincoli tipo remote displacement=0 . . . . .                                                                      | 38 |
| V.44  | vincoli tipo remote displacement=0 . . . . .                                                                      | 38 |

|                                                                                                                       |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| V.45 mappa del displacement e deformata del modello della topologica                                                  | 39 |
| V.46 mappa del Von Mises stress del modello della topologica                                                          | 39 |
| V.47 Valori massimi di Von Mises stress del modello della topologica                                                  | 40 |
| V.48 mappa del principal stress del modello della topologica                                                          | 40 |
| V.49 Remote force                                                                                                     | 41 |
| V.50 vincoli tipo 'fixed'                                                                                             | 41 |
| V.51 Mappa del displacement dell'analisi su discovery del modello della topologica                                    | 42 |
| V.52 Mappa del Von Mises stress dell'analisi su discovery del modello della topologica                                | 42 |
| V.53 Mappa del Principal stress dell'analisi su discovery del modello della topologica                                | 42 |
| VI.1 Processo di ottimizzazione parametrica                                                                           | 43 |
| VI.2 struttura del metodo central composite design                                                                    | 44 |
| VI.3 Metodo Monte Carlo                                                                                               | 44 |
| VI.4 Confronto tra Latin hypercube sampling method                                                                    | 44 |
| VI.5 confronto tra latin hypercube sampling e optimized latin hypercube method                                        | 45 |
| VI.6 Esempio di superficie di risposta                                                                                | 45 |
| VI.7 Esempio del metodo di Kriging e Gauss in forma grafica                                                           | 46 |
| VI.8 Strati semplificati delle reti neurali artificiali                                                               | 46 |
| VI.9 ialisys in forma grafica                                                                                         | 47 |
| VI.10 Algoritmi genetici                                                                                              | 48 |
| VI.11 Particle Swarm Optimization (PSO) method                                                                        | 48 |
| VI.12 Metodo del gradiente                                                                                            | 49 |
| VI.13 Pareto plot                                                                                                     | 49 |
| VII.1 inspessimento della parete per diminuire il Principal stress                                                    | 50 |
| VII.2 Intaglio superiore                                                                                              | 50 |
| VII.3 Rib incavate inferiori                                                                                          | 51 |
| VII.4 Caratteristiche geometriche parametrizzate                                                                      | 51 |
| VII.5 Caratteristiche geometriche parametrizzate                                                                      | 52 |
| VII.6 Caratteristiche geometriche parametrizzate                                                                      | 52 |
| VII.7 Es. di sensitivity creata da Discovery 2026                                                                     | 53 |
| VII.8 parametri per il primo processo di ottimizzazione parametrica                                                   | 54 |
| VII.9 tabella di influenza della prima ottimizzazione                                                                 | 55 |
| VII.10 Superficie di risposta per il Von Mises Stress. Prima ottimizzazione                                           | 55 |
| VII.11 Superficie di risposta del Principal Stress. Prima ottimizzazione                                              | 56 |
| VII.12 Nuvola di punti della prima ottimizzazione                                                                     | 57 |
| VII.13 Confronto geometrico                                                                                           | 57 |
| VII.14 parametri per il secondo processo di ottimizzazione parametrica                                                | 58 |
| VII.15 tabella d'influenza del secondo processo di ottimizzazione                                                     | 59 |
| VII.16 Superficie di risposta del Von Mises Stress stress. Seconda ottimizzazione                                     | 59 |
| VII.17 Superficie di risposta del Principal stress. Seconda ottimizzazione                                            | 60 |
| VII.18 Nuvola di punti del secondo processo di ottimizzazione parametrica                                             | 61 |
| VII.19 Confronto geometrico topologica-seconda ottimizzazione                                                         | 61 |
| VII.20 parametri per il terzo processo di ottimizzazione parametrica                                                  | 62 |
| VII.21 tabella d'influenza terza ottimizzazione                                                                       | 62 |
| VII.22 Superficie di risposta del Von Mises stress. Terza ottimizzazione                                              | 63 |
| VII.23 Superficie di risposta del Principal stress. Terza ottimizzazione                                              | 64 |
| VII.24 Design scelto nella nuvola di punti della terza ottimizzazione parametrica                                     | 65 |
| VII.25 Confronto geometrico tra il risultato della second ottimizzazione con il risultato della terza ottimizzazione  | 65 |
| VII.26 Confronto geometrico tra il risultato della seconda ottimizzazione con il risultato della terza ottimizzazione | 66 |
| VII.27 Processo seguito in Optislang                                                                                  | 67 |
| VII.28 Parametri scelti per il quarto processo di ottimizzazione                                                      | 67 |
| VII.29 Passaggio dal modello di Discovery ad un metamodello di Optislang                                              | 68 |
| VII.30 Parametri e range di variazione da Optislang                                                                   | 68 |
| VII.31 Impostazione di obiettivi e vincoli dell'ottimizzazione                                                        | 69 |
| VII.32 Nuvola di punti di Optislang                                                                                   | 69 |
| VII.33 Pareto plot                                                                                                    | 70 |
| VII.34 Valori dei parametri per l'ottimo scelto                                                                       | 71 |
| VII.35 Valore dei risultati del metamodello per l'ottimo scelto                                                       | 71 |
| VII.36 Vista frontale del componente ottimo                                                                           | 73 |
| VII.37 Vista dal basso del componente ottimo                                                                          | 73 |
| VII.38 Vista assonometrica del componente ottimo                                                                      | 73 |
| VIII.1 Mappa displacement e deformata della soluzione ottima del metamodello                                          | 74 |
| VIII.2 Mappa del Von Mises Stress della soluzione ottima del metamodello                                              | 75 |
| VIII.3 Valori massimi di Von Mises Stress                                                                             | 75 |
| VIII.4 Nodi scelti per l'analisi a fatica (Max Von Mises Stress)                                                      | 76 |

|         |                                                                                                                         |    |
|---------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| VIII.5  | Nodo scelto per l'analisi a fatica (Max Principal stress)                                                               | 76 |
| VIII.6  | Esempio diagramma di Haigh con criterio di Goodman                                                                      | 77 |
| VIII.7  | Confronto diagrammi di Haigh. A sinistra bracket originale, a destra bracket ottimizzata                                | 78 |
| VIII.8  | Nodo problematico                                                                                                       | 78 |
| VIII.9  | Vista frontale bracket ottimizzata <b>senza foro</b>                                                                    | 79 |
| VIII.10 | Mappa del Von Mises Stress per la nuova configurazione senza foro                                                       | 79 |
| VIII.11 | Nodi scelti della nuova configurazione per l'analisi a fatica (Von Mises stress a sinistra e Principal Stress a destra) | 80 |
| VIII.12 | Diagramma di Haigh per la nuova configurazione senza foro                                                               | 80 |
| VIII.13 | Processo per la verifica del requisito di damage tolerance                                                              | 81 |
| VIII.14 | Mappa del principal stress del nuovo design senza foro                                                                  | 82 |
| VIII.15 | Grafico delle tensioni cicliche perpendicolari nel tempo                                                                | 82 |
| VIII.16 | Grafico della velocità di propagazione della cricca                                                                     | 83 |
| VIII.17 | Von Mises Stress con limit load                                                                                         | 84 |
| VIII.18 | Von Mises Stress con ultimate load                                                                                      | 84 |
| VIII.19 | Tabella di confronto per le analisi limit and ultimate                                                                  | 85 |
| IX.1    | Design del supporto cuscinetto finale                                                                                   | 86 |
| IX.2    | Vista dal basso del supporto cuscinetto finale                                                                          | 86 |
| IX.3    | massimo valore di principal stress                                                                                      | 88 |
| IX.4    | Tabella di confronto di massa e displacement                                                                            | 89 |
| IX.5    | Location di confronto                                                                                                   | 89 |
| IX.6    | Tabella di confronto degli stress nelle location mostrate                                                               | 89 |
| IX.7    | Location in cui gli stress sono aumentati. A destra la mappa del principal stress                                       | 90 |
| IX.8    | Tabella di confronto degli stress nelle location interessanti                                                           | 90 |
| IX.9    | Tabella conclusiva di confronto                                                                                         | 91 |

## Abstract

L'obiettivo della tesi è stato quello di progettare un componente statico strutturale all'interno del drive system di potenza per applicazioni aeronautiche utilizzando un nuovo processo di design ed ottimizzazione che sfrutta tutte le capacità del tool 'ANSYS Discovery'. Quest'ultimo unisce all'interno di un unico ambiente la modellazione (design), le analisi strutturali e le ottimizzazioni topologiche e parametriche permettendo al progettista sia l'esplorazione di un numero elevato di possibili design con tempi e difficoltà estremamente ridotte (rispetto al tradizionale) sia la scelta della soluzione di ottimo che rispetti i requisiti di manufacturing, peso, resistenza e lifing.

Il Design process utilizzato consiste nel partire da un blocco di materiale, realizzare le ottimizzazioni topologiche, rimodellare i risultati ottenuti affinché il componente rispetti i requisiti di design, parametrizzare le caratteristiche geometriche più interessanti del componente e , tramite Optislang, utilizzare metamodelli, DOE e algoritmi di ottimizzazione per l'esplorazione di un vasto design space e l'identificazione dei design ottimi, in base agli obiettivi imposti.

I risultati analizzati sono positivi perchè si è riusciti a creare un nuovo componente che rispetta tutte le specifiche strutturali e di design, più leggero dell'originale, con una migliore distribuzione di stress, in minor tempo e con la sicurezza di aver esplorato uno spazio di design sufficiente a determinare che il design finale è quello ottimo.

## Abstract

This thesis focuses on the design of a static structural component within the power drive system for aerospace applications through the implementation of an innovative design and optimization workflow based on ANSYS Discovery. The software integrates geometry modeling, structural analysis, topology and parametric optimization within a single computational environment, enabling a rapid and efficient exploration of multiple design solutions compared with conventional methodologies.

The workflow starts from an initial solid volume and proceeds through topology optimization, followed by the reconstruction of a manufacturable geometry compliant with the design requirements. The most significant geometric parameters are then identified and parameterized, while Optislang is employed to perform Design of Experiments (DOE), generate metamodels, and apply optimization algorithms for the exploration of the design space and the identification of the best-performing solutions according to the prescribed objectives.

The results demonstrate the effectiveness of the proposed methodology, leading to the development of a new component that satisfies all structural and design requirements, achieves a lower weight than the baseline configuration, and exhibits an improved stress distribution. Furthermore, the process reduced the overall design time and provided greater confidence in the optimality of the final solution through a sufficiently broad exploration of the design space.

# I Introduzione all'analisi agli elementi finiti

## I.1 Storia

L'origine del FEM come paradigma di modellazione numerica può essere fatta risalire ai primi anni '40. Nel 1941, **Alexander Hrennikoff**, un ingegnere strutturale russo-canadese dell'Università della Columbia Britannica, pubblicò un articolo sul Journal of Applied Mechanics dell'ASME riguardante il suo modello di membrana e piastra come struttura a reticolo.

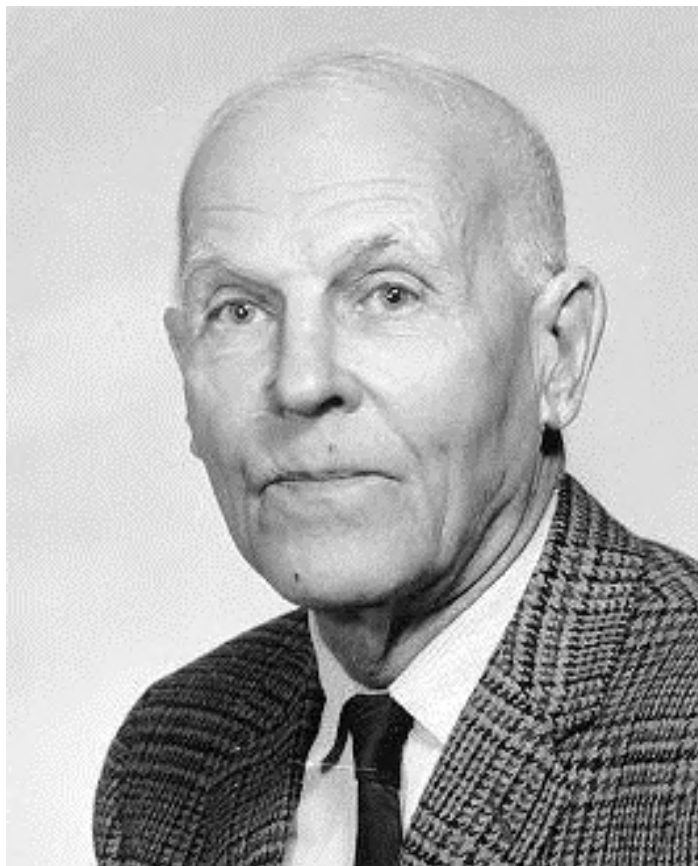


Figura I.1: *Alexander Hrennikoff*

Questo **articolo** è oggi generalmente considerato un **punto di svolta** che ha portato alla nascita **del FEM**. Nell'articolo, egli **discretizzò** il dominio della soluzione in una rete di strutture a reticolo, che rappresentava la **forma più primitiva di discretizzazione** a mesh. Il 3 maggio 1941, lo stesso anno in cui Hrennikoff pubblicò il suo articolo, R. Courant della New York University tenne una conferenza su invito durante un incontro dell'American Mathematical Society tenutosi a Washington D.C., in cui presentò il suo approccio numerico basato su un metodo variazionale per risolvere **un'equazione differenziale alle derivate parziali del secondo ordine**, derivante dal **problema di torsione di Saint-Venant** di un cilindro. In questo lavoro, Courant utilizzò sistematicamente il metodo di **Rayleigh–Ritz** con una funzione di prova definita **su sottodomini triangolari finiti**, che rappresenta una **forma primitiva del metodo degli elementi finiti**. All'inizio degli anni '50, diversi ingegneri e accademici svilupparono e ampliarono questi approcci iniziali per risolvere problemi ingegneristici reali, in particolare nei settori dell'ingegneria aeronautica e civile. In parallelo, ma con accenti diversi, Argyris dell'Imperial College di Londra e M.J. Turner (1950–1956) della Boeing Company, successivamente affiancato da R.W. Clough dell'Università della California, Berkeley, e H.C. Martin della Washington University, svilupparono quella che oggi conosciamo come la forma più antica del **metodo degli elementi finiti** (1954), che all'epoca era chiamato **Metodo della Rigidezza Matriciale**. In un articolo pubblicato nel 1960 [14], R.W. Clough coniò il termine **"Metodo degli Elementi Finiti"**. Lo sviluppo pratico, poi, dell'analisi agli elementi finiti iniziò a metà del XX secolo, spinto dalla necessità di risolvere complessi problemi di meccanica strutturale nell'ingegneria aerospaziale e civile. Nel corso del tempo, l'analisi agli elementi finiti (FEA) **si è evoluta** da un metodo per la risoluzione di semplici problemi statici lineari **a uno strumento sofisticato in grado di gestire complesse simulazioni non lineari, dinamiche e multifisiche**. Questa **evoluzione** è stata guidata dai **progressi nella potenza di calcolo** e dallo sviluppo di metodi matematici più sofisticati.

## I.2 In cosa consiste l'analisi agli elementi finiti?

**L'analisi a elementi finiti (FEA)** è una potente tecnica computazionale che scompone sistemi complessi in elementi più piccoli e gestibili per comprenderne il comportamento sotto forze e sollecitazioni reali. Questa tecnica ha rivoluzionato il processo di progettazione ingegneristica, consentendo il test virtuale di più iterazioni di progetto e

risparmiando tempo, risorse e denaro. Adottando l'analisi agli elementi finiti, è possibile **colmare il divario tra principi teorici e applicazioni pratiche**, portando a uno sviluppo di prodotti più innovativo, efficiente e affidabile. È possibile sfruttare l'analisi agli elementi finiti per prevedere il comportamento di prodotti o strutture in diverse condizioni. Questo potente strumento è diventato **indispensabile** nell'ingegneria moderna, consentendo di **simulare e analizzare sistemi complessi** con un elevato grado di accuratezza fornendo preziose **informazioni su stress, deformazione e altri fenomeni fisici**. I concetti di base dell'analisi agli elementi finiti (FEA) includono l'uso di **nodi, elementi e gradi di libertà** per rappresentare il sistema fisico. La comprensione di questi concetti è fondamentale per applicare efficacemente l'analisi agli elementi finiti (FEA) nella progettazione e nell'analisi ingegneristica.

### I.3 Fondamenti matematici

L'analisi agli elementi finiti si basa su modelli matematici di fenomeni fisici descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE) con condizioni iniziali e al contorno.

Queste PDE sono anche note come forma forte del problema. La strong form richiede un elevato grado di uniformità per la soluzione, il che significa che la derivata seconda dello spostamento deve esistere ed essere continua. Questo requisito pone delle sfide, soprattutto con geometrie complesse e parametri dei materiali variabili. Un **passaggio critico** nel processo di analisi agli elementi finiti (FEA) è la **trasformazione** delle equazioni differenziali di riferimento dalla loro "forma forte" a una "forma debole", più adatta alla soluzione numerica. La forma debole allenta i rigidi requisiti della forma forte, richiedendo che la soluzione soddisfi l'equazione solo in senso medio sul dominio. Questa trasformazione è potente perché riduce i requisiti di continuità della soluzione, consentendo funzioni di approssimazione più semplici. In meccanica strutturale, la forma debole corrisponde al principio dei lavori virtuali, che afferma che per un corpo in equilibrio, il lavoro virtuale delle forze interne è uguale al lavoro virtuale delle forze esterne. La forma debole incorpora naturalmente le condizioni al contorno nella formulazione, rendendola particolarmente adatta all'implementazione numerica nell'analisi degli elementi finiti.

### I.4 Il processo pratico

Il processo dell'analisi agli elementi finiti prevede diversi passaggi chiave. Innanzitutto, si crea un modello a elementi finiti suddividendo la geometria in una mesh di piccoli elementi. Quindi, si applicano condizioni al contorno e carichi per simulare le condizioni reali. Il passaggio successivo consiste nel risolvere le equazioni per ciascun elemento, ottenendo così il comportamento dei singoli elementi. Infine, si combinano questi singoli risultati per ottenere il comportamento complessivo della struttura. È importante comprendere che l'accuratezza dei risultati FEA dipende in larga misura dalla qualità della mesh. Una mesh ben costruita garantisce risultati accurati e affidabili. Il tipo di elementi utilizzati, ad esempio lineari o quadratici, e la loro dimensione giocano un ruolo cruciale nel determinare l'accuratezza dei risultati.

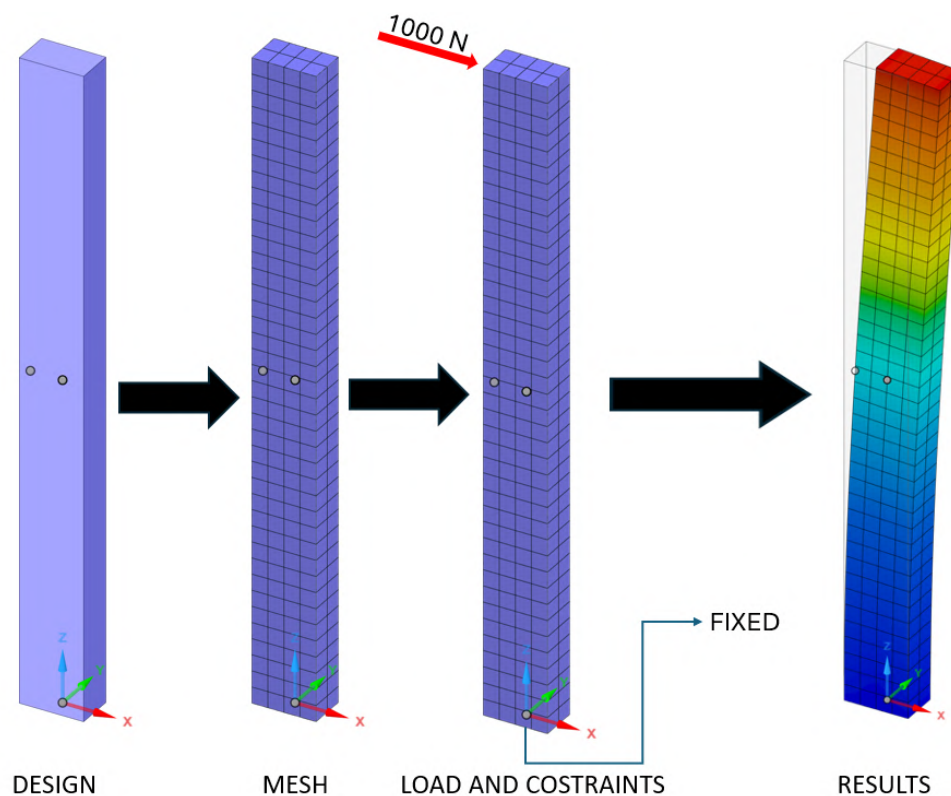


Figura I.2: Esempio processo di analisi di una trave incastrata

### I.4.1 Il meshing

Il **meshing** è il **processo di suddivisione** di un modello geometrico continuo in elementi finiti discreti. La qualità della mesh è fondamentale per l'accuratezza dei risultati FEA. Una mesh mal costruita può portare a errori numerici o risultati fisicamente irrealistici. È necessario prendere decisioni importanti sui tipi di elementi, sulle dimensioni degli elementi e sulla densità della mesh, **bilanciando i requisiti di accuratezza con le risorse di calcolo**. Le aree con geometria complessa o con elevati gradienti di stress previsti richiedono in genere una mesh più fine per catturare la rapida variazione della soluzione. I moderni algoritmi di meshing possono generare automaticamente mesh con dimensioni degli elementi variabili, ottimizzando l'efficienza computazionale. Gli studi di convergenza della mesh aiutano a determinare quando la mesh è sufficientemente raffinata da fornire risultati accurati.

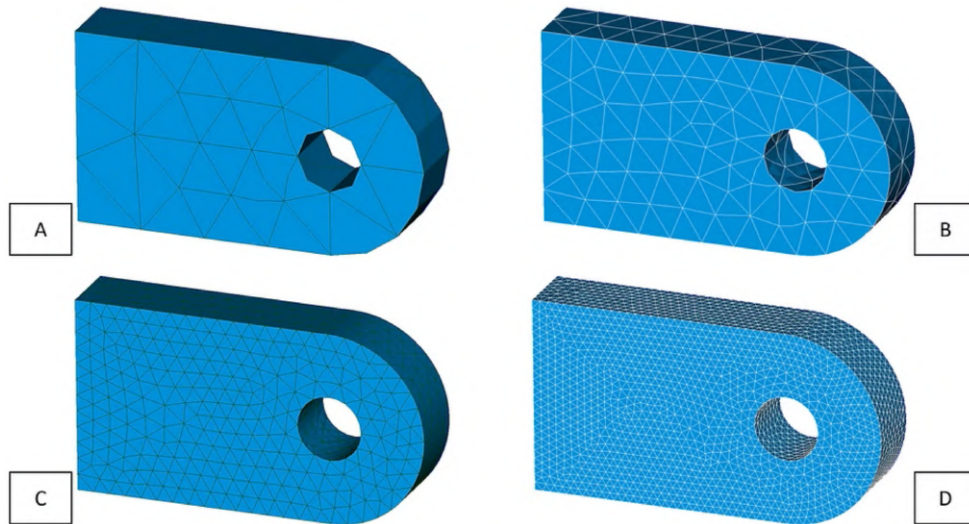


Figura I.3: *differenti livelli di mesh*

### I.4.2 Elementi, nodi e gradi di libertà

Nell'analisi agli elementi finiti, **il modello viene discretizzato in parti più piccole, chiamate elementi, collegate tra loro tramite nodi**. Il numero di elementi e nodi, così come i gradi di libertà ad essi associati, svolgono un ruolo significativo nel determinare l'accuratezza dell'analisi. **I gradi di libertà si riferiscono ai possibili movimenti o spostamenti che un nodo può subire.**

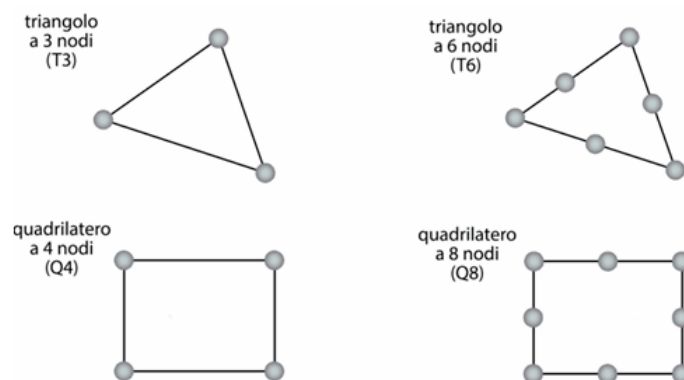


Figura I.4: *a sinistra elementi 2D lineari, a destra elementi 2D quadratici*

### I.4.3 Condizioni al contorno e carichi

Le **condizioni al contorno** e le **specifiche di carico** sono componenti essenziali che definiscono il modo in cui un modello interagisce con l'ambiente circostante e con le forze a cui è soggetto. **Le condizioni al contorno vincolano il comportamento del modello, mentre le condizioni di carico rappresentano influenze esterne** come forze, pressioni e temperature. Condizioni al contorno correttamente definite sono essenziali per ottenere risultati fisicamente significativi. Le condizioni di carico possono essere applicate in varie forme, tra cui forze concentrate, pressioni distribuite e spostamenti imposti. Una rappresentazione accurata delle condizioni al contorno e dei carichi richiede spesso un notevole discernimento ingegneristico per **tradurre le condizioni reali in vincoli e forze matematiche appropriate**. Quando si risolvono equazioni differenziali, è necessario fornire condizioni al contorno e/o condizioni iniziali, e il tipo di equazione differenziale alle derivate parziali determinerà gli input necessari.

## I.5 Varie tipologie di analisi

### I.5.1 Analisi statica

L'analisi statica consiste nel valutare la risposta di una struttura ai **carichi statici**, fornendo **informazioni su sollecitazioni, deformazioni e spostamenti**. Questo tipo di analisi è fondamentale per comprendere il comportamento di una struttura sottoposta a carichi costanti, aiutando gli ingegneri a garantire che i loro progetti siano in grado di resistere a diverse forze.

### I.5.2 Analisi dinamica

L'analisi dinamica viene utilizzata per determinare le **frequenze naturali e le forme modali di una struttura**, fornendo **informazioni preziose sul suo comportamento dinamico**. Questo tipo di analisi è essenziale per **evitare risonanze** e garantire che le strutture possano **resistere** a diversi **carichi dinamici**.

### I.5.3 Analisi termica

L'analisi termica utilizza l'analisi agli elementi finiti (FEA) per **prevedere la distribuzione della temperatura e il flusso di calore** all'interno di strutture soggette a carichi termici. Questo include:

- l'analisi termica in stato stazionario, che esamina le distribuzioni di **temperatura in equilibrio**.
- l'analisi termica transitoria, che cattura le **variazioni di temperatura nel tempo**.

L'analisi termica è fondamentale per valutare le sollecitazioni termiche e progettare sistemi che gestiscano efficacemente il calore.

## I.6 Il ruolo nell'ingegneria moderna

L'analisi agli elementi finiti **ha trasformato il panorama ingegneristico**, diventando parte integrante del processo di progettazione in quasi tutte le discipline. Consente di convalidare i progetti in base a molteplici criteri prestazionali, ottimizzare i processi di produzione e prevedere il comportamento dei materiali durante diverse operazioni.

L'integrazione dell'analisi agli elementi finiti con i sistemi CAD ha semplificato i flussi di lavoro, consentendo ai progettisti di **valutare rapidamente le modifiche progettuali**. Inoltre, l'analisi agli elementi finiti svolge un ruolo cruciale nel ridurre il time-to-market, identificando potenziali problemi fin dalle prime fasi del processo di progettazione. Le moderne soluzioni FEA basate su cloud hanno reso potenti strumenti di analisi accessibili anche a team di ingegneria più piccoli, democratizzando le capacità di simulazione senza richiedere investimenti hardware significativi.

## I.7 Creazione di tool meshless

Prendono sempre più piede i **tool meshless**, ovvero tool che non hanno bisogno della creazione della **mesh** da parte dell'utente perchè **generata automaticamente** dal tool stesso. Questi tipi di tool, se la mesh generata automaticamente è fatta bene, permettono all'utente di risparmiare tanto tempo sia nel pre-processing (tempo di creazione della mesh) sia nel post-processing per eventuali modifiche topologiche del design in cui, con un tool tradizionale, è necessario rifare la mesh.

## I.8 Il futuro

Guardando al futuro, l'analisi agli elementi finiti è destinata a svolgere un **ruolo sempre più cruciale nell'ingegneria**. I progressi nella potenza di calcolo, nell'intelligenza artificiale e nelle tecnologie digitali plasmeranno il futuro dell'analisi agli elementi finiti, consentendo simulazioni più complesse e ampliando la gamma di problemi risolvibili. Con l'integrazione di intelligenza artificiale e apprendimento automatico, i flussi di lavoro FEA diventeranno più efficienti, dal meshing all'interpretazione dei risultati. I gemelli digitali integreranno sempre più l'analisi a elementi finiti (FEA) per prevedere le prestazioni e le esigenze di manutenzione. La modellazione multiscala continuerà a evolversi, collegando simulazioni su scala micro a macroscale. Questi sviluppi promettono cicli di progettazione più rapidi, componenti ottimizzati e una maggiore fiducia nelle prestazioni del prodotto. Con la crescente accessibilità dell'analisi agli elementi finiti (FEA), la sua importanza per gli ingegneri continuerà a crescere, rendendola **uno strumento fondamentale per il settore**.

## II Design process

Il design process è un approccio strutturato e iterativo utilizzato per ottenere e validare un nuovo componente. Questo processo consiste in:

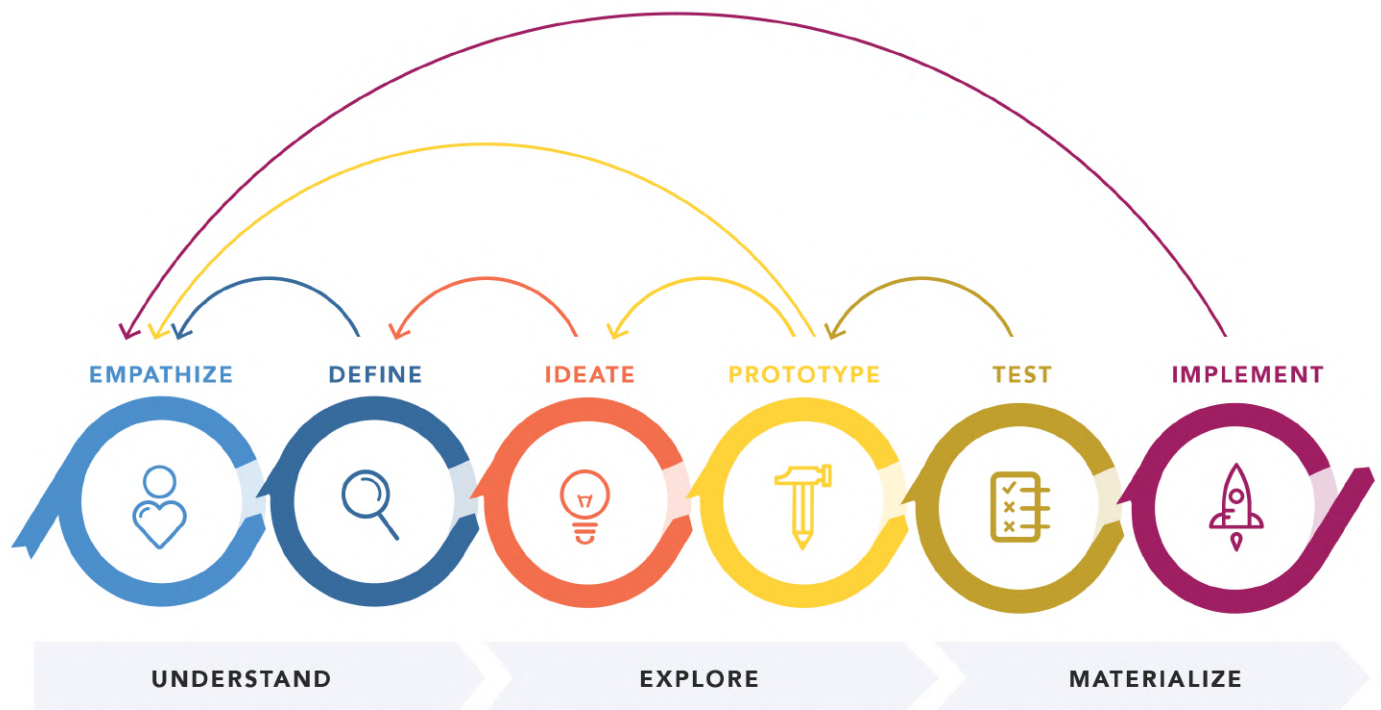


Figura II.1: *design process*

- **Ricerca o definizione:** attività sistematica di redigere ed organizzare le informazioni per isolare il problema centrale da risolvere.
- **ideazione:** con i dati e le informazioni ben organizzate (es. vincoli e ingombri) si cerca di generare tante soluzioni creative.
- **Prototipo:** la scelta della soluzione che meglio soddisfa il problema.
- **test e verifica:** valutazione delle soluzioni
  - se non rispetta le specifiche, si ritorna allo step dell'ideazione
  - se i test e le verifiche hanno esito positivo, si passa al passo successivo
- **implementazione:** si modificano i dettagli del prototipo creando dei nuovi design, successivamente si ripete il processo di verifica non si raggiunge l'ottimo.

## II.1 Confronto tra il design process tradizionale ed il desiderato

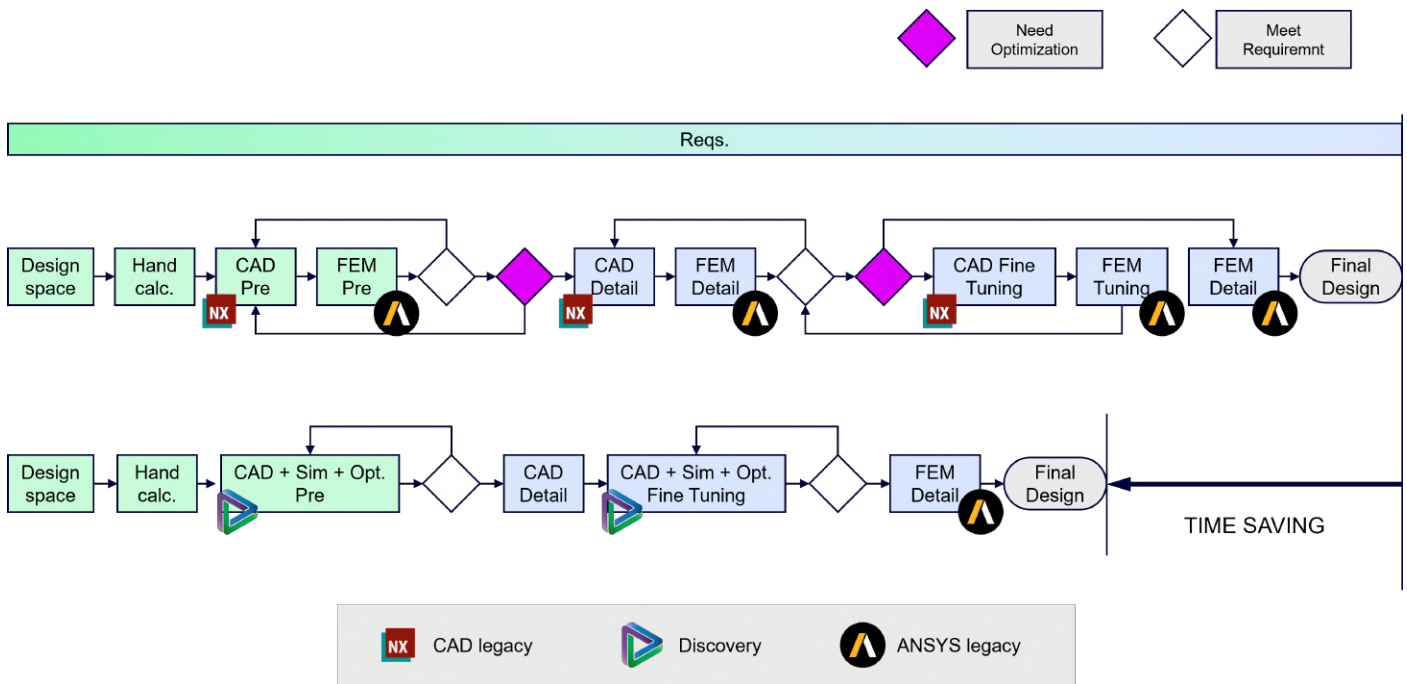


Figura II.2: differenza tra il processo di design tradizionale (In alto) ed il desiderato (in basso)

Nel **processo tradizionale** (mostrato in alto) di design optimization process, considerando che vengano sempre rispettati i vincoli di design, il progettista crea una geometria preliminare, l'analista esegue le analisi FEM di dettaglio controllando che il design rispetti le specifiche strutturali e, se sì, il designer continua ad effettuare delle modifiche di dettaglio cercando di **raggiungere la condizione di ottimo senza un criterio ben preciso**. Questo causa continui loop del componente tra designer ed analista, il tempo impiegato per arrivare al design finale aumenta e lo spazio di design esplorato è talmente piccolo che si ha la certezza che il **componente finale non costituisce 'l'ottimo'**.

In questo processo si utilizzano solo il software CAD NX ed ANSYS mechanical per le simulazioni strutturali di dettaglio.

### SVANTAGGI

- Il processo di ottimizzazione non segue un criterio vero e proprio, ma **si basa tanto sull'esperienza del progettista**
- **Tempo impiegato** per trovare il design finale **rilevante** a causa del preprocessing e dello svolgimento delle analisi dei software tradizionali (Ansys mechanical)
- Esplorazione di un design space molto piccolo (pochi design esplorati) che **non garantisce che la soluzione finale sia la soluzione ottima**

## III Optimization process

Parlando in senso generale di ottimizzazione si intende voler **trovare ad un problema la risposta migliore possibile**, ovvero cercare la soluzione migliore nel rispetto dei vincoli che ci vengono imposti. Nel nostro caso, per un progetto strutturale, si può parlare di **ottimizzazione strutturale** che rappresenta una **parte importante del design**

Nel **design optimization process** desiderato si utilizza il tool **discovery** che permette ad un singolo utente, **in un singolo ambiente**, di **creare e modellare il design**, eseguire le **analisi strutturali** e svolgere le **ottimizzazioni** sia **topologiche** che **parametriche** evitando il continuo loop del componente tra designer ed analista. Il software, essendo un tool meshless, **non ha bisogno della creazione della mesh** e questo permette di risparmiare gran parte del tempo di pre-processing rispetto ai software tradizionali. Inoltre **utilizza la GPU** al posto della CPU per svolgere le analisi riducendo il tempo impiegato per ottenere i risultati delle simulazioni da ore a pochi secondi/minuti.

Grazie a queste caratteristiche Discovery permette di poter esplorare uno spazio di design sufficientemente ampio, impiegando molto meno tempo rispetto al design process tradizionale e seguendo un vero processo di ottimizzazione, per poter dimostrare che il **design finale costituisce la soluzione ottima**.

### VANTAGGI

- Processo di ottimizzazione che segue un **criterio vero e proprio**
- **Tempo impiegato** per trovare la soluzione ottima nettamente **minore**
- Esplorazione di un design space ampio e sufficiente da **garantire l'ottimo**

**process.** In particolare la disciplina che ha lo scopo di migliorare la struttura, in base agli obiettivi dell'ottimizzazione (es. massima rigidezza, minimi stress, volume minimo) in modo che rispetti tutte le specifiche (carichi e vincoli). Lo sviluppo di un progetto di ottimizzazione segue vari step:

#### 1. Topology optimization

- definire la **geometria**
- definire lo **spazio di no design**, lo spazio che l'ottimizzatore non deve toccare (interfacce con altri componenti)
- imporre **vincoli** e **forze**, ovvero la definizione del problema meccanico
- definire l'**obiettivo dell'ottimizzazione** ed i **constraints** da rispettare
- redesign dei risultati dell'ottimizzazione
- analisi e verifiche del nuovo design **risultati**

#### 2. Fine-Tuning optimization

- scelta delle caratteristiche geometriche che si vogliono **parametrizzare**
- scelta dei **range di variazione dei parametri** (rispettando i manufacturing constraints)
- scelta dell'ottimo (in base a ciò che si vuole ottimizzare)
- analisi e verifiche del nuovo design



Figura III.1: esempio processo di ottimizzazione per una Bracket

### III.1 Le diverse tipologie di ottimizzazione

Esistono varie tipologie di ottimizzazioni strutturali che si dividono in **concept level techniques** e **fine tuning level techniques**. **Le prime**, sono delle tecniche di ottimizzazione che sono in grado di lavorare su interi **blocchi di materiale grezzo** riuscendo, attraverso vincoli, carichi e obiettivi imposti, a creare un design che suggerisce all'utente le zone in cui è fondamentale avere materiale e le zone in cui non è necessario. **Le seconde**, invece, sono delle tecniche che **lavorano solo su design ben impostati e definiti** facendo variare spessori e/o forma del componente in base all'obiettivo dell'ottimizzazione. Le tecniche di ottimizzazione a loro volta si dividono in 3 metodi diversi:

#### concept level techniques:

- topology optimization
- free size optimization
- topography optimization

#### fine tuning level techniques:

- size optimization
- shape optimization
- free shape optimization

### III.2 Concept level techniques

#### III.2.1 Topology optimization

L'**ottimizzazione topologica** è una tecnica di progettazione che usa algoritmi per determinare la distribuzione ottimale del materiale all'interno di uno spazio definito. Scava nel materiale rimuovendo l'eccesso e **mantenendo solo la struttura necessaria a sopportare carichi e vincoli specifici, al fine di ottenere un design più leggero, efficiente e performante**. Questo processo, guidato dalla fisica, identifica le aree di minima sollecitazione, riducendo la massa e i costi, spesso generando forme organiche e innovative, ideali per la produzione additiva (stampa 3D). Il software inizia con un blocco di materiale pieno e, attraverso simulazioni (spesso analisi agli elementi finiti - FEA), rimuove iterativamente il materiale dalle zone meno sollecitate. Il processo converge verso una struttura che distribuisce il materiale lungo i percorsi di carico più efficienti, massimizzando le prestazioni e minimizzando il peso.

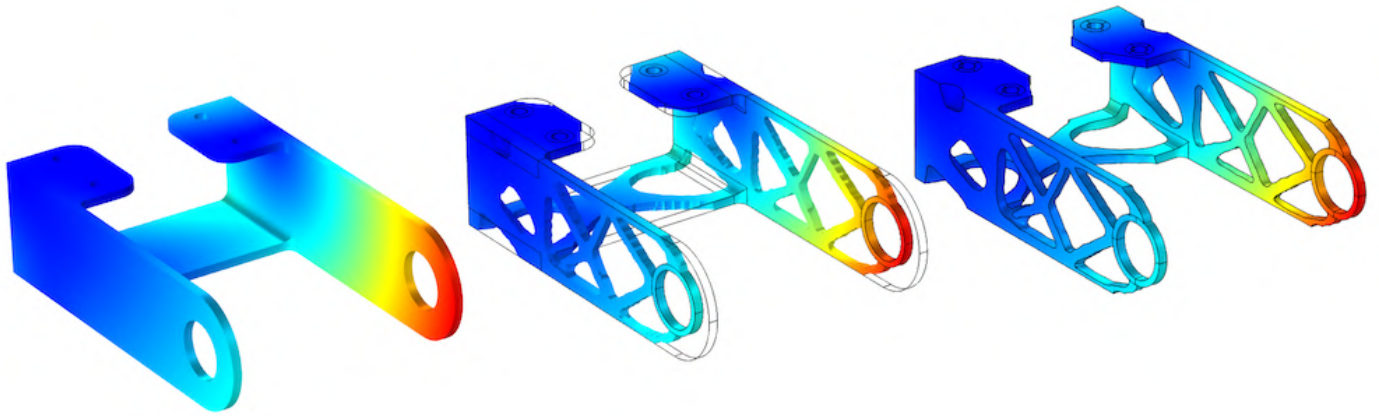


Figura III.2: *esempio di ottimizzazione topologica*

### III.2.2 Free size

La **free size optimization** è un metodo specialistico utilizzato nell'ingegneria per **ottimizzare la distribuzione del materiale** all'interno di una struttura, variando liberamente le dimensioni (come lo spessore) di ciascun elemento, **senza alterare la forma o la topologia generale**. A differenza dell'ottimizzazione dimensionale tradizionale (dove si varia un unico parametro per l'intera struttura), nella free size optimization lo spessore o la dimensione di ogni singolo elemento della mesh può variare in modo indipendente. L'obiettivo tipico è minimizzare la massa o massimizzare la rigidezza, rispettando vincoli di sollecitazione, spostamento o di produzione. Il risultato è una mappa di densità o spessore che indica dove è necessario più materiale e dove se ne può rimuovere, permettendo di generare un design concettuale ideale prima di applicare vincoli di produzione più restrittivi.

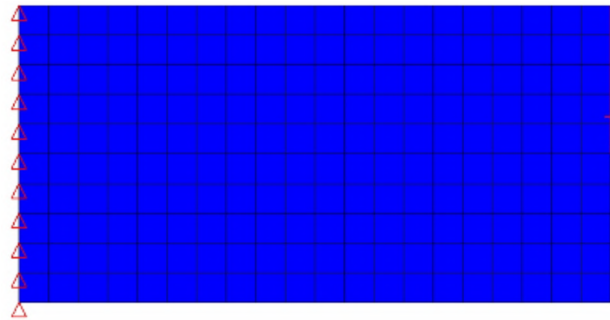


Figura III.3: *esempio di un componente vincolato e caricato*

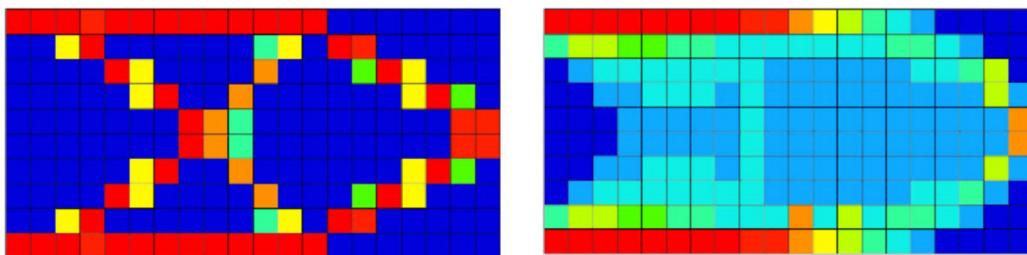


Figura III.4: *a SX il risultato dell'ottimizzazione topologica, a DX il risultato dell'ottimizzazione free size*

Si nota che a sinistra la topologica scava nel materiale andando a toglierne gran parte, a destra l'ottimizzazione free size arriva ad un risultato con differenti livelli di spessore senza alterare la topologia generale.

### III.2.3 Topography

La **topography optimization** è un caso particolare di shape optimization che viene **utilizzata per modificare le forme delle strutture a parete sottile**, spesso **soggette a problemi di rumore e vibrazione**. Lo scopo principale è ottimizzare le prestazioni, come ad esempio le caratteristiche di vibrazione o la rigidezza, senza aumentare la massa o la complessità di produzione, introducendo localmente delle stamped beads (bozze) per una migliore

prestazione strutturale. È il software di ottimizzazione che suggerisce dove posizionarle, la loro direzione e la loro forma, così da migliorare la performance del prodotto.

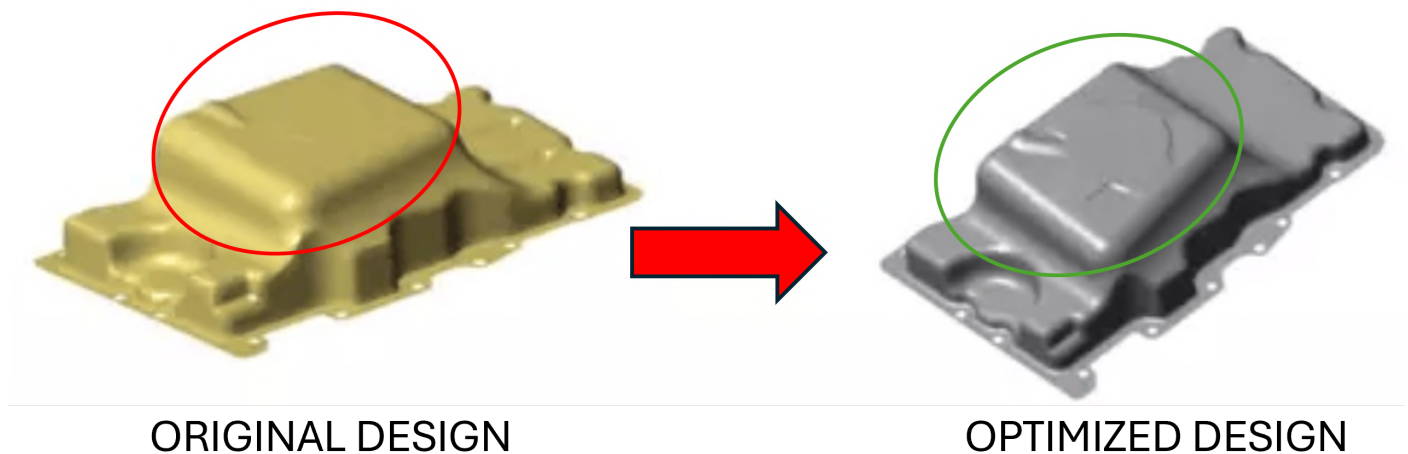


Figura III.5: esempio di ottimizzazione topografica

### III.3 Fine tuning level techniques (ottimizzazione di dettaglio)

#### III.3.1 Size optimization

La **size optimization** è un'ottimizzazione di dettaglio adatta nei casi in cui la struttura sia già nota e si vadano a **modificare le dimensioni fisiche o le proprietà dei materiali**. E' un tipo di ottimizzazione utilizzata nelle fasi conclusive del progetto, così da rifinire un design già consolidato mantenendo la forma e la topologia generale fisse.

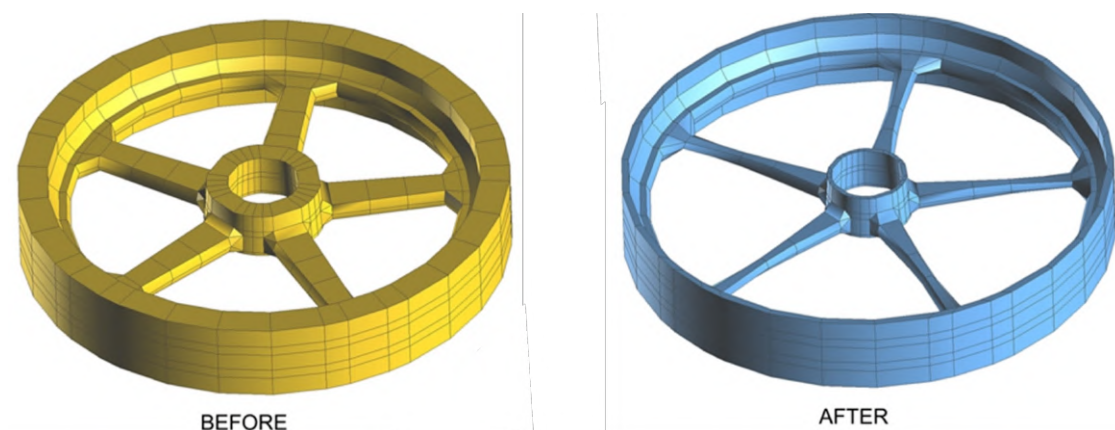


Figura III.6: esempio di size optimization

#### III.3.2 Shape optimization

Anche in questo caso si tratta di un'ottimizzazione di dettaglio, quindi la struttura è già nota. Nell'ottimizzazione di forma **le variabili sono le caratteristiche geometriche della struttura**, per esempio il diametro dei fori o il raggio di raccordo. L'ottimizzazione di forma avviene **secondo i vettori di perturbazione** che definisce il progettista, in particolare sarà una combinazione lineare di questi vettori. Lo scopo è quello di trovare la combinazione ottimale dei coefficienti di scalatura dei vettori di perturbazione, che ci garantisce il rispetto dei vincoli mantenendo il peso più basso. L'entità della deformazione dipende dalla quantità di vettori di perturbazione che vengono usati.

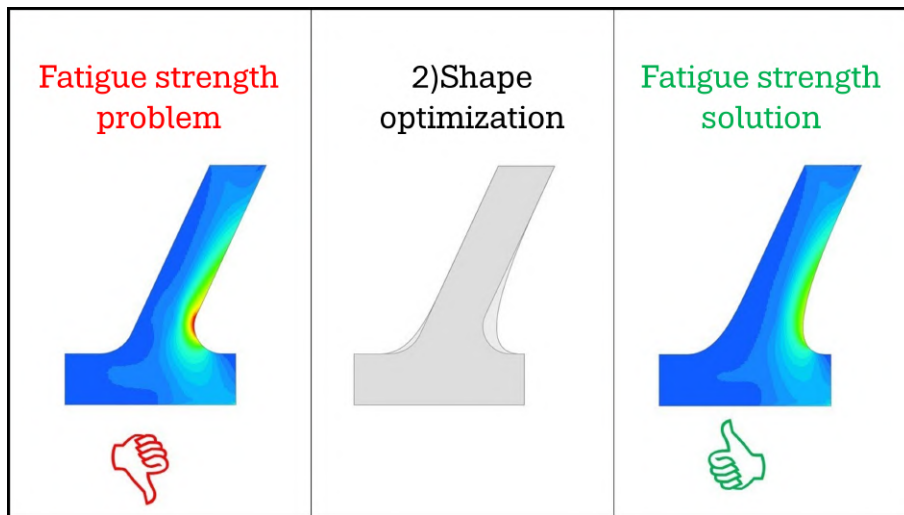


Figura III.7: *esempio di shape optimization*

### III.3.3 Free shape optimization

Data una struttura con delle caratteristiche ben definite, la **free shape optimization** cerca di trovare l'ottimo modificando la forma del componente **senza richiedere una pre-definizione dettagliata dei vettori di perturbazione della forma** da parte dell'utente. In particolare determina automaticamente lo spostamento consentito dei nodi e dei punti di controllo sulla superficie del modello per soddisfare gli obiettivi ed i vincoli stabiliti.

## IV Software utilizzati

### IV.1 Software CAD 'NX'

Il software NX, sviluppato da Siemens Digital Industries Software, offre modellazione 3D avanzata per lo sviluppo completo del prodotto. Le sue funzionalità principali sono:

- CAD (Progettazione): modellazione di parti e assiemi 3D
- CAM (Produzione): programmazione di macchine utensili
- CAE (Ingegneria): analisi ed ottimizzazione del design assistita dal computer

Il Software NX è stato utilizzato per realizzare il **re-design dei risultati delle topologiche**, per poter generare l'albero delle lavorazioni e dimostrare che tutte le lavorazioni di sottrazione fatte, partendo da un blocco di titanio, sono realizzabili con macchine a controllo numerico presenti in azienda.



Figura IV.1: *logo NX*

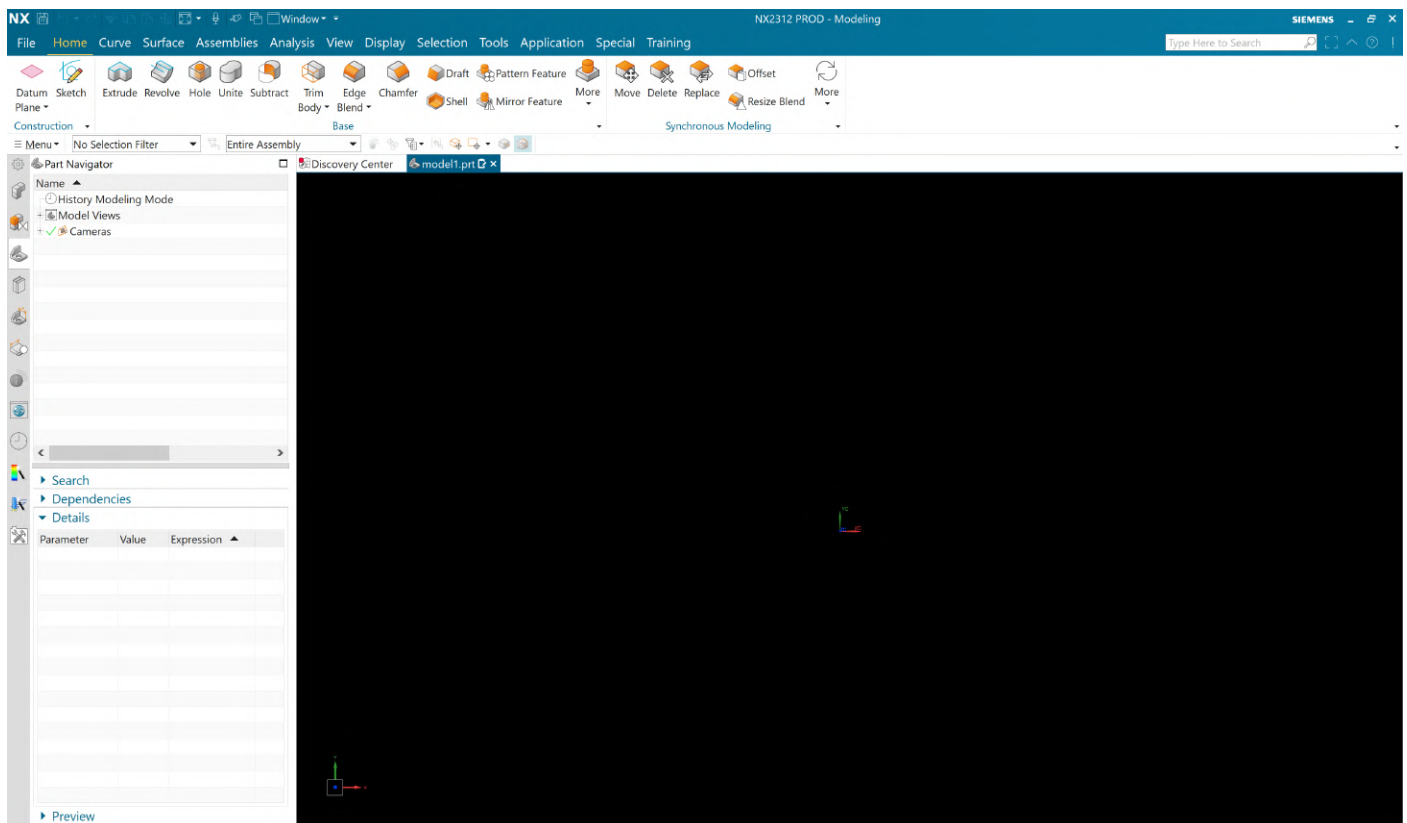


Figura IV.2: Interfaccia di NX

## IV.2 Ansys workbench

**ANSYS Workbench** è una piattaforma integrata che combina strumenti di modellazione, analisi e simulazione in un'unica interfaccia utente. **Consente** agli ingegneri di lavorare in modo efficiente e produttivo, eseguendo **analisi** su componenti o sistemi complessi **in diverse discipline ingegneristiche, come la fluidodinamica, la meccanica strutturale, l'elettromagnetismo** e altro ancora. In questo caso si è usato in particolare il tool per gli studi della meccanica strutturale: **Ansys mechanical**. Quest'ultimo **consente di risolvere complessi problemi di ingegneria strutturale** e di prendere decisioni di progettazione migliori e più rapide. Con i solutori di analisi agli elementi finiti (FEA) disponibili nella suite, è possibile personalizzare e automatizzare le soluzioni per i problemi di meccanica strutturale e parametrizzarli per analizzare più scenari di progettazione.



Figura IV.3: logo di ansys

Ansys workbench (per ogni tipo di analisi), e di conseguenza mechanical (per le analisi strutturali), è stato utilizzato per effettuare le analisi di dettaglio del componente analizzando la **mappa dei displacement**, le **mappe degli stress** generate dal software. Inoltre ansys permette anche di calcolare **i tensori dei singoli nodi** che permettono di ottenere **la vita a fatica**, il **limit strenght**, l'**ultimate strenght** e la **damage tolerance** del componente.

## IV.3 Ansys Discovery

**Discovery** è un tool di simulazione 3D di Ansys che **integra modellazione CAD, simulazione fisica istantanea** (in tempo reale) e **analisi FEM in un'unica interfaccia**, permettendo a progettisti di **esplorare tanti design**, ottimizzarli ed ottenere **risultati immediati** grazie all'utilizzo della **GPU**. Combina la modellazione diretta con le simulazioni avanzate dei solutori di Ansys (Fluent, Mechanical), il tutto senza che l'utente debba creare la mesh. L'intero progetto tesi è nato e pensato su un design process da svolgere interamente sul software Discovery. Nel concreto si è utilizzato **discovery** per effettuare **analisi semplificate** del modello del supporto cuscinetto, poter realizzare delle **rapide modifiche** al design per capire come cambiano i valori di stress e peso, per **le ottimizzazioni topologiche** e per parametrizzare alcune caratteristiche geometriche e fare uno **studio parametrico** (fine tuning) e poter scegliere l'ottimo tra tutti i design studiati .



Figura IV.4: Logo di Ansys discovery

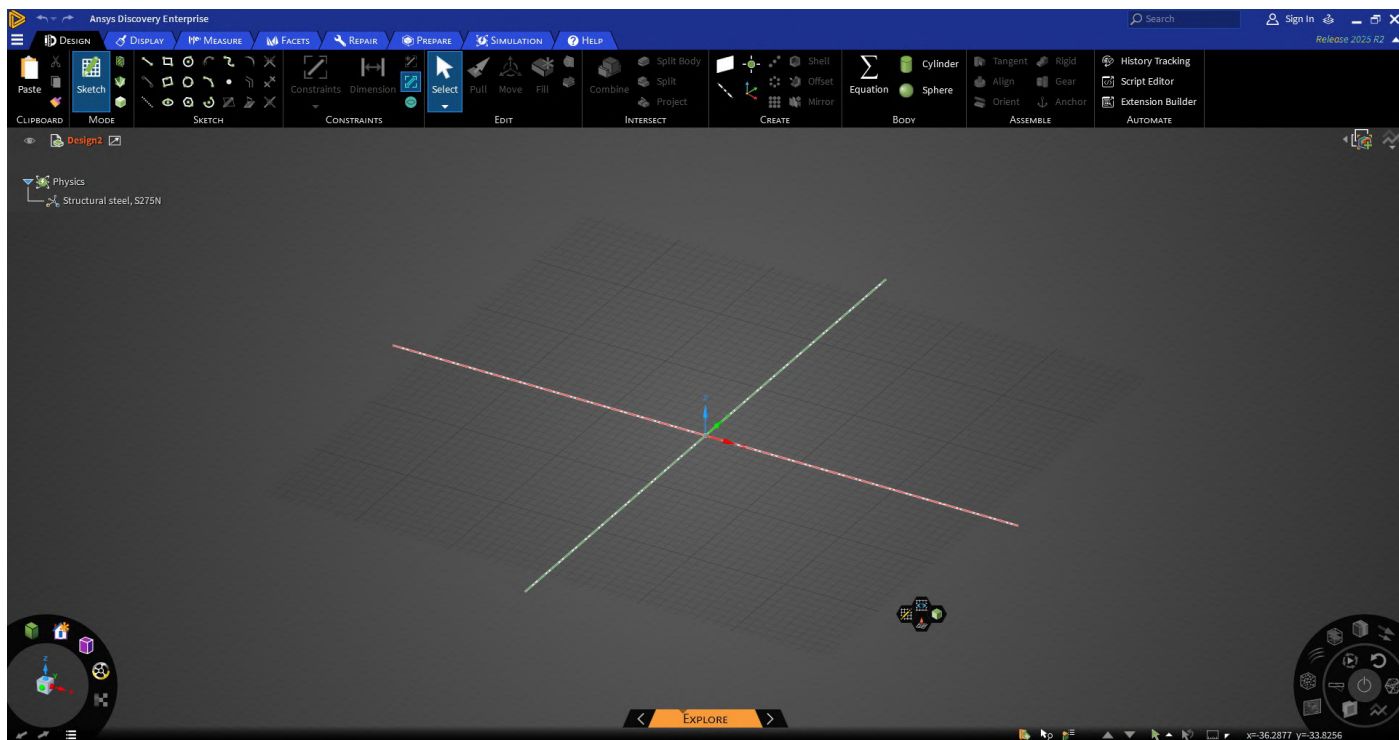


Figura IV.5: *Interfaccia di discovery*

## V Ottimizzazione Topologica del supporto cuscinetto

### V.1 Scopo

Lo **scopo** di questo progetto è trovare un **design ottimizzato**, con ansys discovery, di un supporto per **un cuscinetto a rulli** partendo da un blocco di materiale. Il supporto è un componente fortemente stressato termomeccanicamente. Il nuovo design, naturalmente, deve **rispettare le specifiche richieste da AVIO** in termini di ingombro, stress, displacement e vita a fatica.

### V.2 Blocco grezzo

Si inizia creando un **blocco grezzo di titanio** sul software NX:

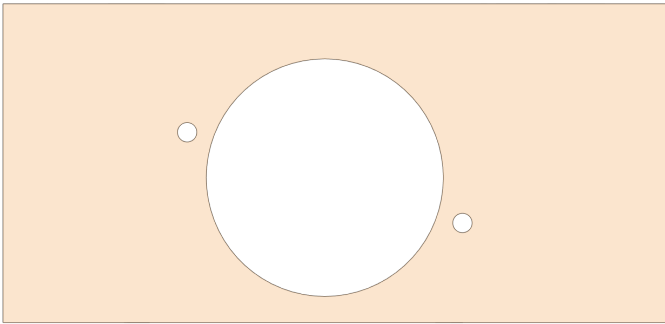


Figura V.1: *blocco di titanio*

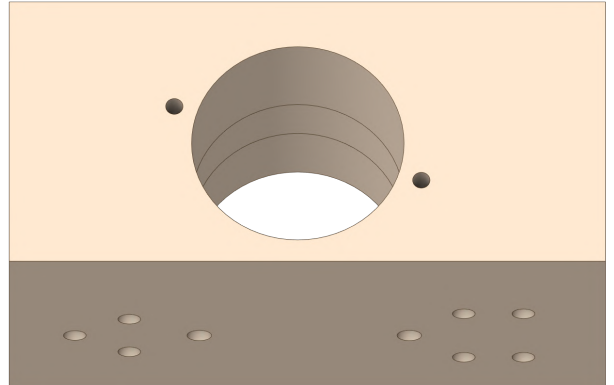


Figura V.2: *blocco di titanio*

lo si importa su ansys discovery e si eseguono differenti ottimizzazioni topologiche con diverse combinazioni di obiettivi e constraints.

### V.3 Il problema meccanico

Il supporto subisce una forza data dal cuscinetto con una certa inclinazione ed è vincolato da 7 prigionieri inseriti nei 7 fori passanti presenti sulla flangia.

Per caricare il componente ho utilizzato l'opzione *'bearing load'* di discovery, creato apposta per simulare il carico del cuscinetto nelle condizioni operative.

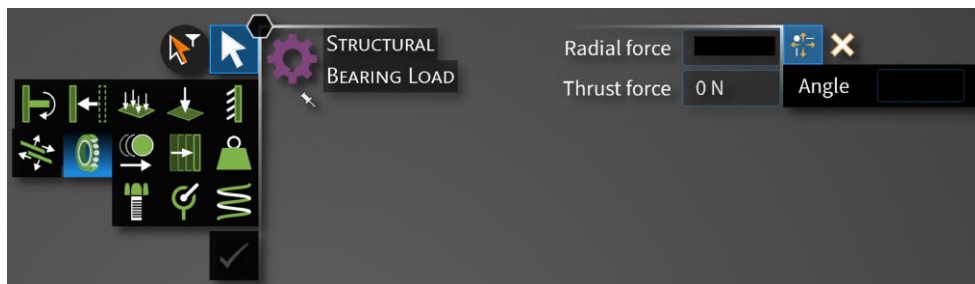


Figura V.3: *carico del tipo 'bearing load'*

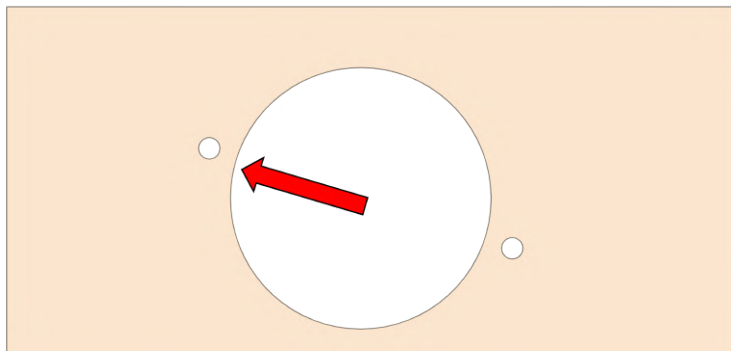


Figura V.4: *Carico che il cuscinetto esercita sul supporto*

Per vincolarlo, invece, ho utilizzato l'opzione *'fixed support'* di discovery applicandola alle facce cilindriche dei fori

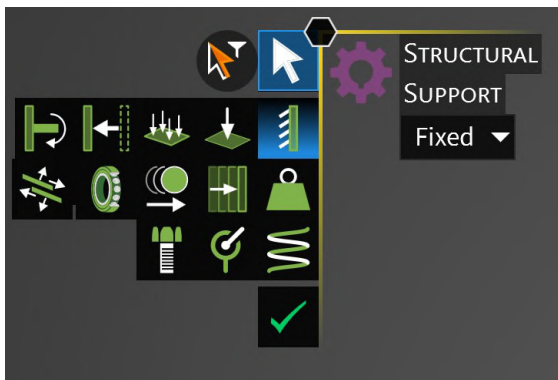


Figura V.5: vincoli del tipo *fixed support*

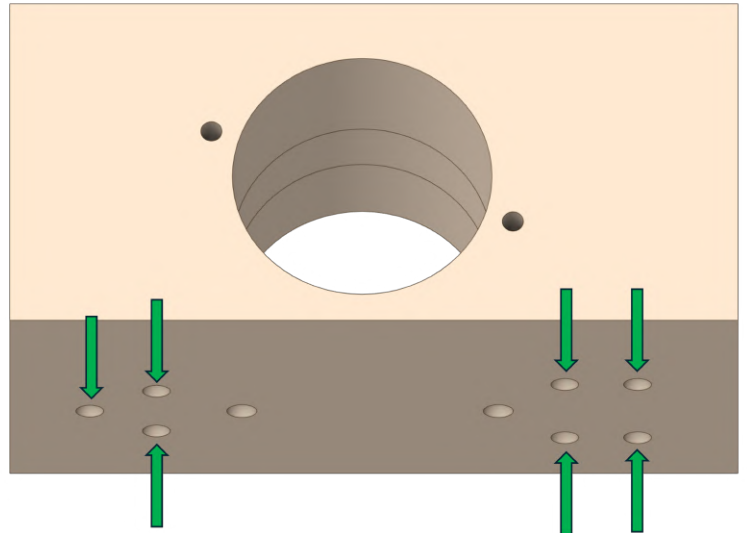


Figura V.6: impostazione dei vincoli

#### V.4 No design space

Si imposta il **no design space**, ovvero le aree che l'ottimizzatore non deve toccare, attraverso l'opzione *'protected depth'* che si trova cliccando sulla freccetta vicino al tasto *'topology optimization'*.

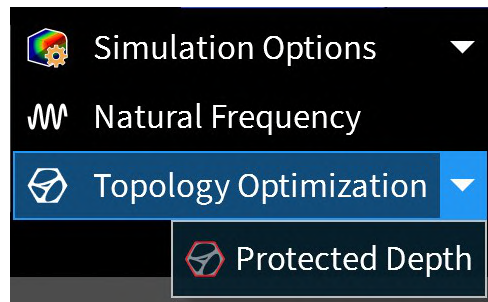


Figura V.7: impostazione del *no design space*

Per definire il No Design Space si considerano:

1. **Vincoli di interfaccia:** si proteggono le zone in cui deve essere garantito lo spazio per altri componenti (es. prigionieri, bolts, pins)
2. **vincoli di funzionalità** (es. rigidità, spostamenti)
3. **vincoli di manufacturing** (es. spessori minimi)

Nella figura in basso sono riportate le zone di no design space sia per vincoli di interfaccia, ovvero i 7 cilindretti rossi in basso che **proteggono i fori in cui andranno gli studs** (che fissano il supporto all'housing) e lo **spazio per le rondelle** calcolata con la worst tolerance.

**Per vincoli di funzionalità e manufacturing si protegge** il cilindro rosso grande che rappresenta **la zona in cui sarà inserito il cuscinetto**. Questo deve avere uno spessore minimo (vincolo manufacturing) che garantisce una certa rigidità (vincolo funzionale) per resistere al carico del cuscinetto stesso.

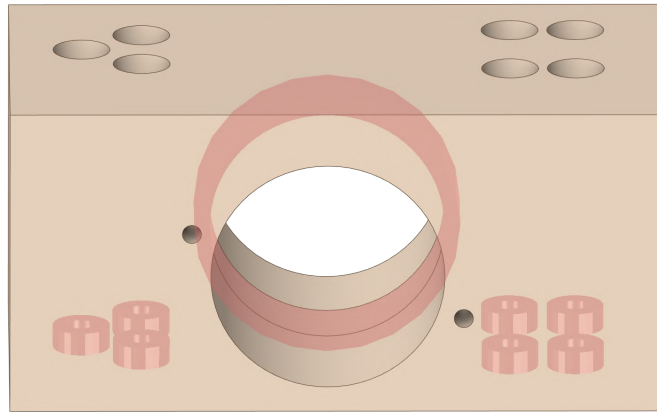


Figura V.8: zone protette per l'inserimento degli studs e per lo spessore minimo del supporto intorno al cuscinetto

Successivamente **si proteggono le zone di interfaccia in cui saranno inseriti i pins**, ovvero i fori ciechi che partono dalla parte inferiore della flangia. L'impiego dei pins in questa zona è utile a migliorare il fissaggio del supporto cuscinetto sull'housing.

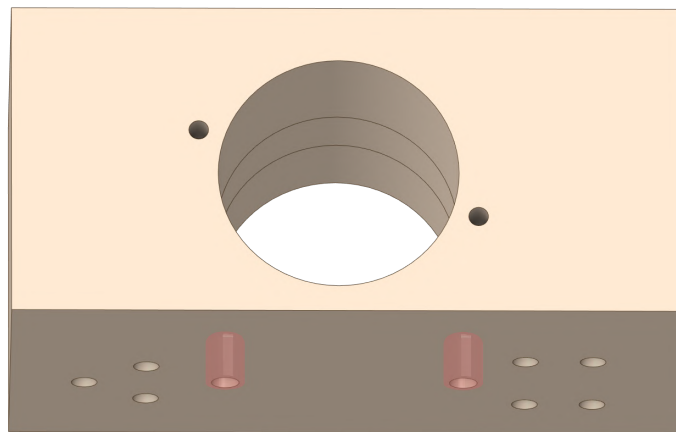


Figura V.9: zone protette per l'inserimento dei pins

Ed ora **si proteggono le zone di interfaccia in cui saranno inseriti due bolts**, ovvero i fori passanti in prossimità del cuscinetto. L'utilizzo dei bolts è necessario per poter fissare l'anello metallico al supporto cuscinetto.

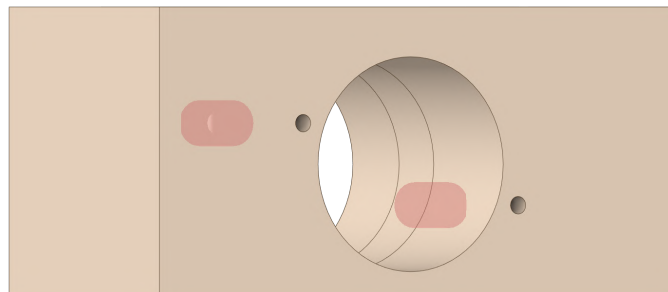


Figura V.10: zone protette per l'inserimento dei Bolts

Di seguito è raffigurato **tutto il no design space**:

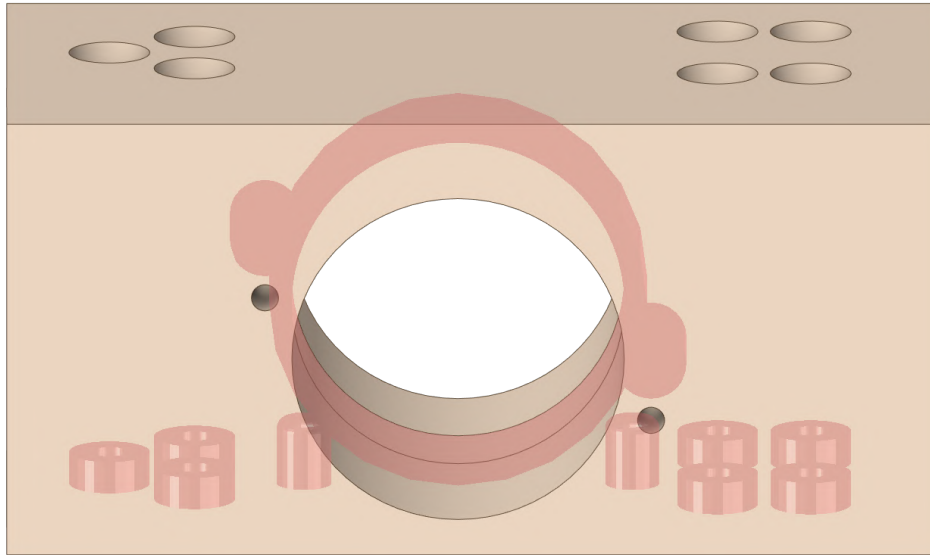


Figura V.11: *No design space totale*

## V.5 obiettivi e vincoli dell'ottimizzazione

Ora è il momento di impostare **obiettivi e vincoli del processo di ottimizzazione** topologica. Si sottolinea che **non c'è una combinazione di obiettivi e vincoli dell'ottimizzazione "vera ed esatta"**, quindi si sono svolte più ottimizzazioni topologiche. Tra tutte le combinazioni possibili in discovery, si sono svolti i seguenti 4 casi (anche sotto consiglio del supporto di discovery):

|                  | OBIETTIVI                       | CONSTRAINTS            |
|------------------|---------------------------------|------------------------|
| ottimizzazione 1 | minimizzare il volume           | principal stress       |
| ottimizzazione 2 | minimizzare il Von-mises stress | % riduzione del volume |
| ottimizzazione 3 | minimizzare il principal stress | % riduzione del volume |
| ottimizzazione 4 | massimizzare la rigidezza       | % riduzione del volume |

Tabella V.1: *combinazioni di obiettivi e constraints delle ottimizzazioni topologiche*

Per trovare la giusta percentuale di riduzione del volume, il software Ansys discovery ci permette di parametrizzare questo valore, così da ottenere vari design con la corretta riduzione percentuale di volume.

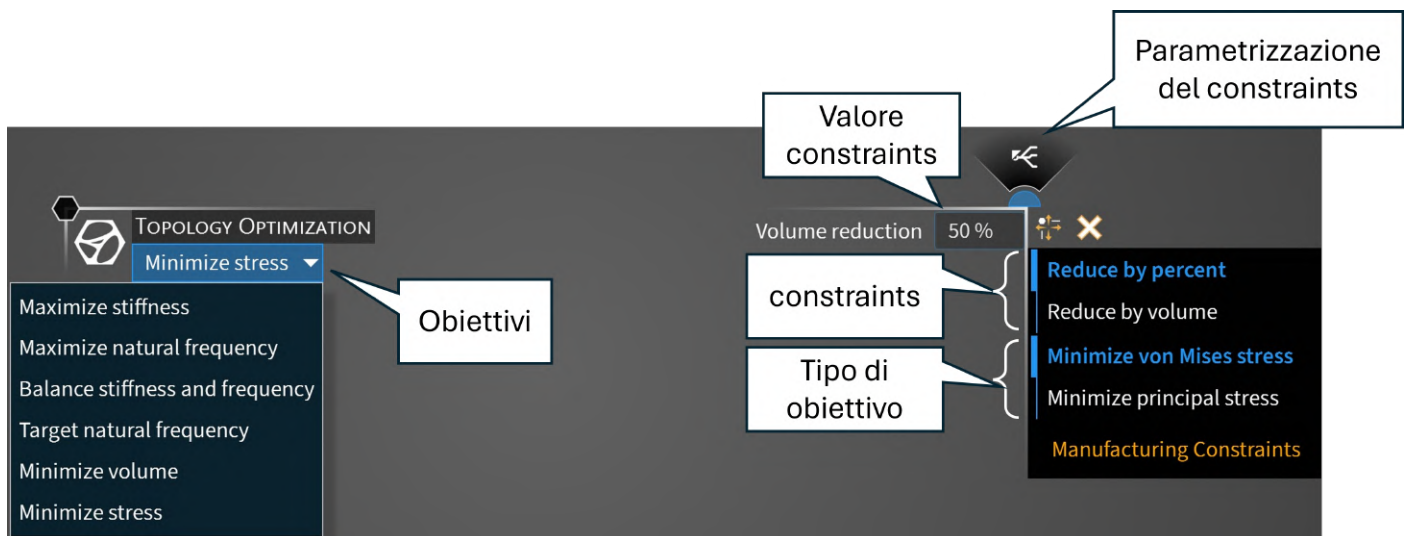


Figura V.12: *impostazione degli obiettivi e dei constraints dell'ottimizzazione*

I seguenti risultati sono ottimizzazioni che hanno come **obiettivo minimizzare il Von Mises Stress** e come **constraints la percentuale di volume parametrizzata con valori che vanno da 50% al 92.5%**. Queste simulazioni hanno lo scopo di trovare la corretta percentuale di riduzione di volume per ottenere dei risultati che possano avere senso.

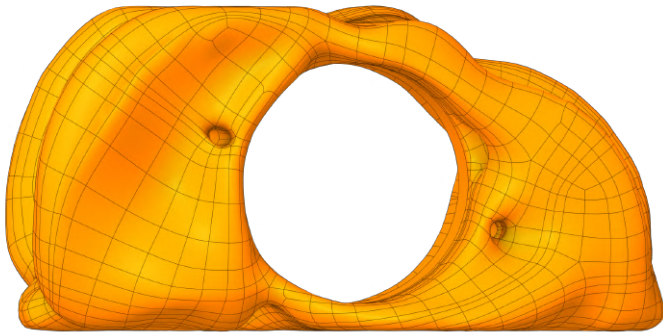


Figura V.13: minimo Von Mises stress con il **50%** di riduzione del volume

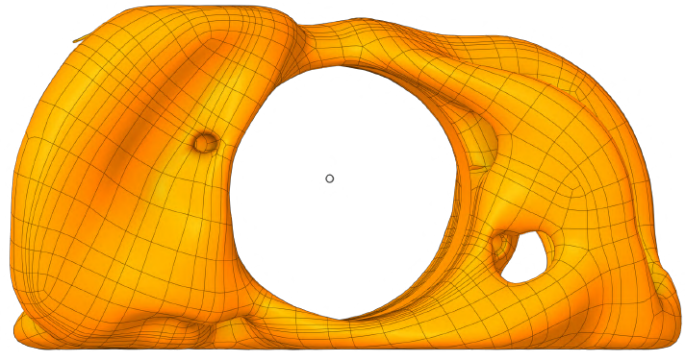


Figura V.14: minimo Von Mises stress con il **60%** di riduzione del volume

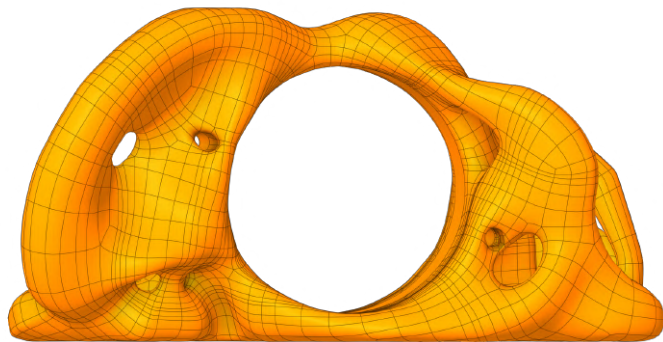


Figura V.15: minimo Von Mises stress con il **70%** di riduzione del volume

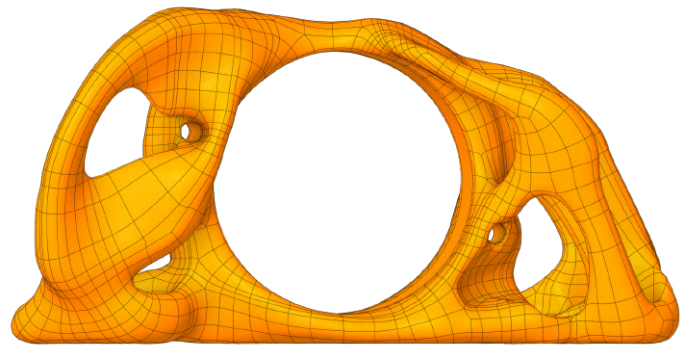


Figura V.16: minimo Von Mises stress con il **80%** di riduzione del volume

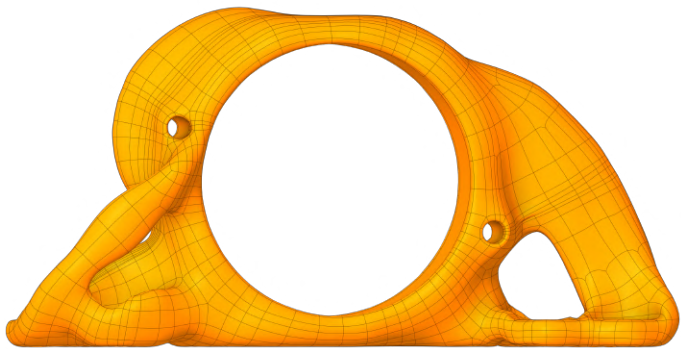


Figura V.17: minimo Von Mises stress con il **88%** di riduzione del volume

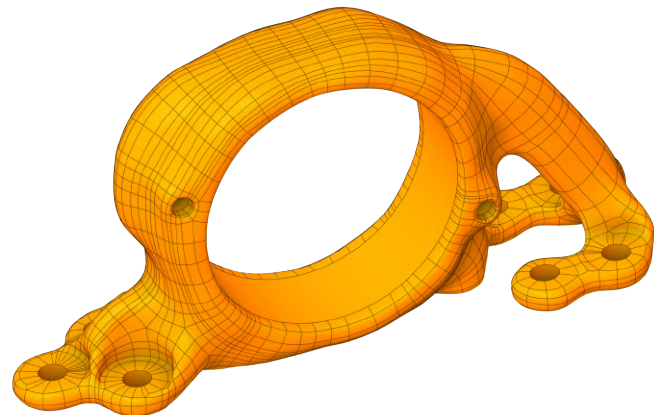


Figura V.18: minimo Von Mises stress con il **90%** di riduzione del volume

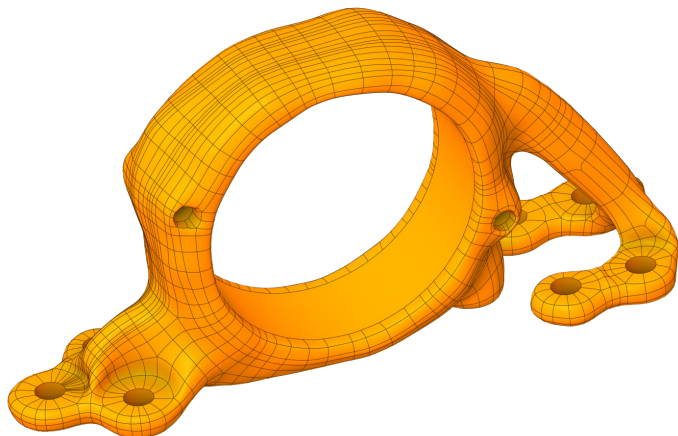


Figura V.19: minimo Von Mises stress con il **91%** di riduzione del volume

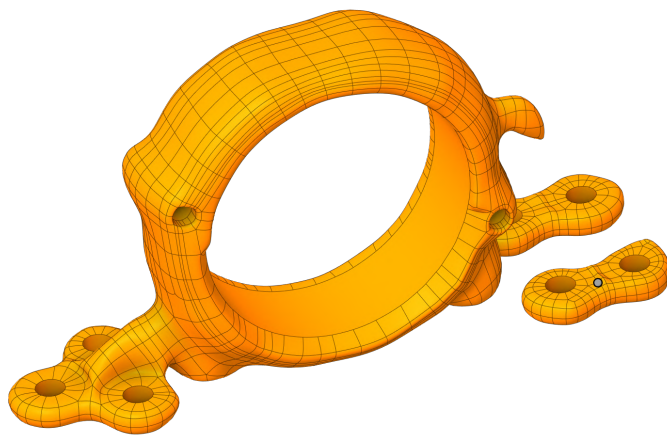


Figura V.20: minimo Von Mises stress con il **92%** di riduzione del volume

Parametrizzando il valore di riduzione del volume si è notato che con valori molto bassi, si creano forme con evidente eccesso di materiale, invece con valori elevati il componente si divide in più parti. Questo comportamento sta ad indicare che il valore che si è inserito, o è troppo elevato, oppure che le parti separate dal componente principale non sono necessarie per il carico che deve sopportare. Ovviamente ogni componente è diverso e, considerando che questo è un supporto critico e molto sollecitato dal punto di vista strutturale si è deciso di **prendere come buono, il risultato dell'ottimizzazione che ha un valore del 91 % di riduzione del volume.**

## V.6 Risultati delle ottimizzazioni topologiche

In seguito sono riportati i risultati delle ottimizzazioni topologiche ottenute da discovery:

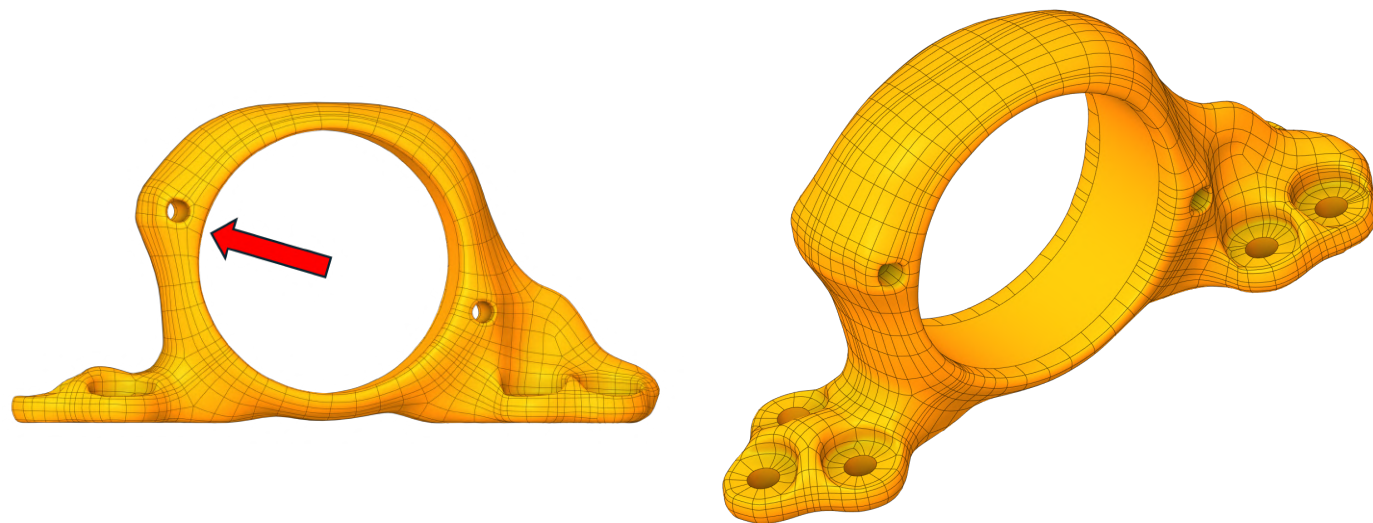


Figura V.21: *Volume minimo al di sotto di 120 MPa di Principal stress*

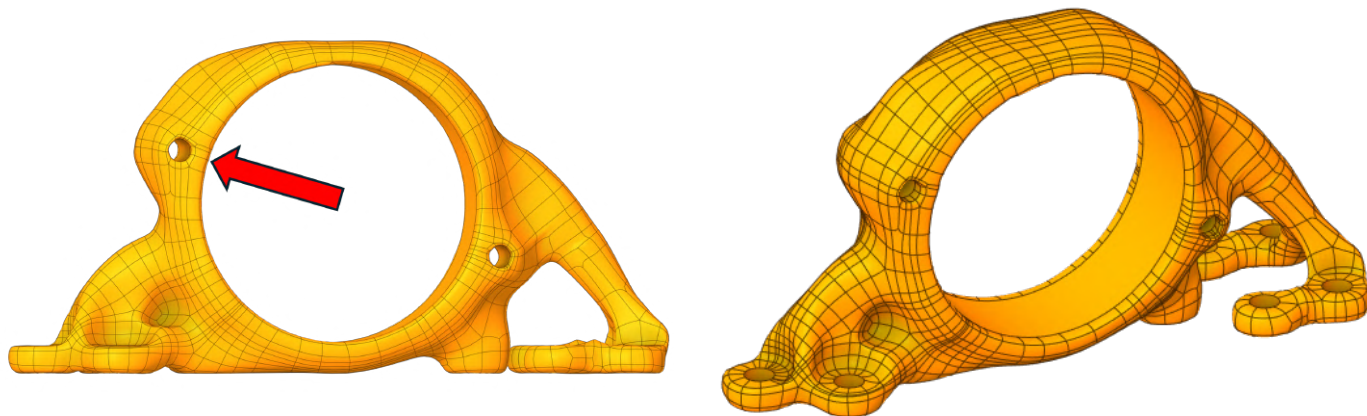


Figura V.22: *Von Mises Stress minimo rimuovendo il 91% del materiale*

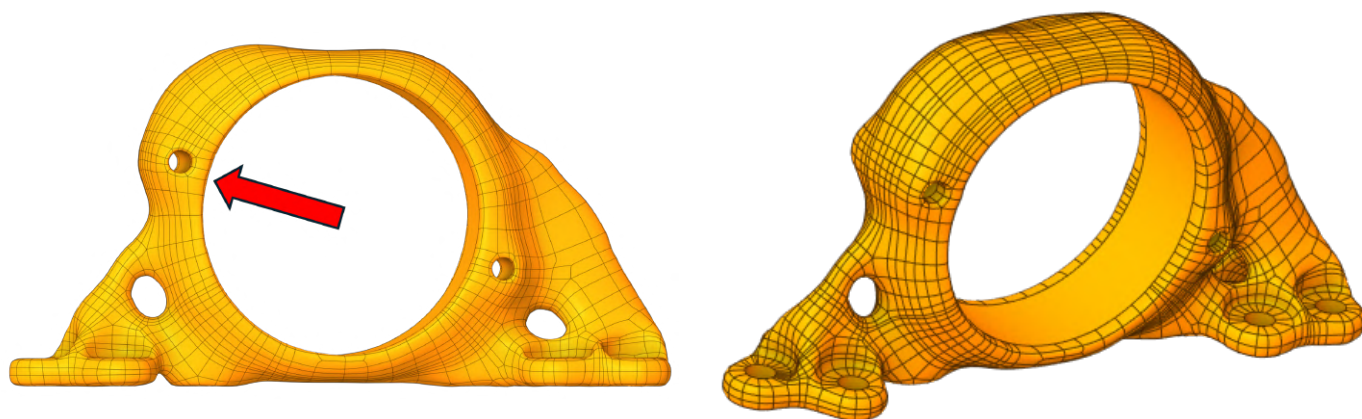


Figura V.23: *Principal stress minimo rimuovendo il 91% del volume*

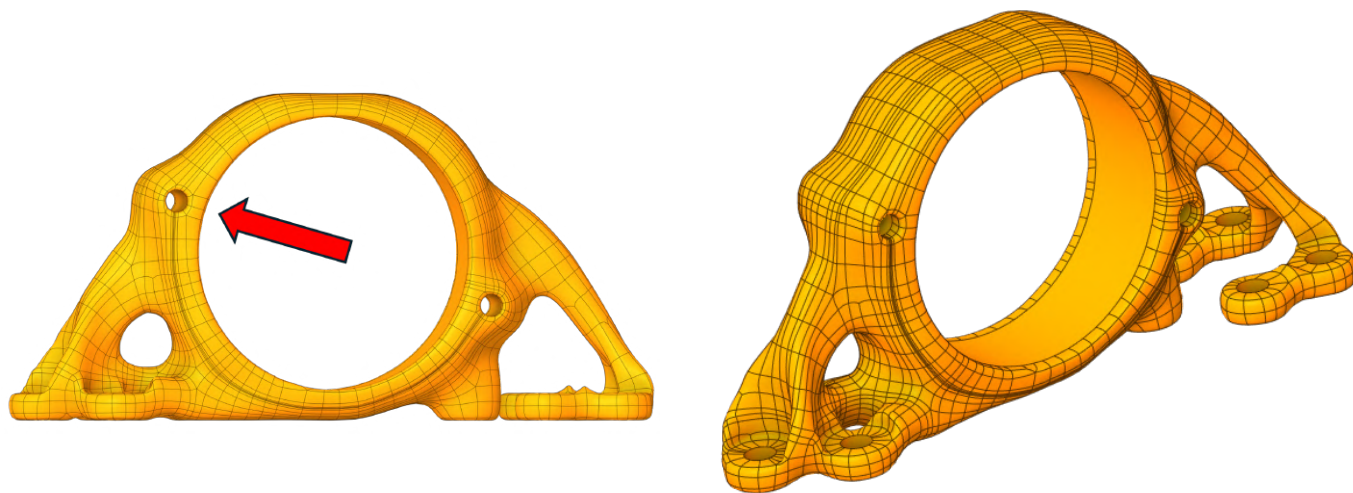


Figura V.24: *rigidezza massima rimuovendo il 91% del volume*

## V.7 modellazione su CAD dei risultati di ottimizzazioni

Tenendo conto dei risultati delle precedenti ottimizzazioni, si ricrea un nuovo design che conservi le caratteristiche comuni dei risultati delle topologiche e che rispetti i criteri di lavorazione delle macchine a controllo numerico presenti in azienda.

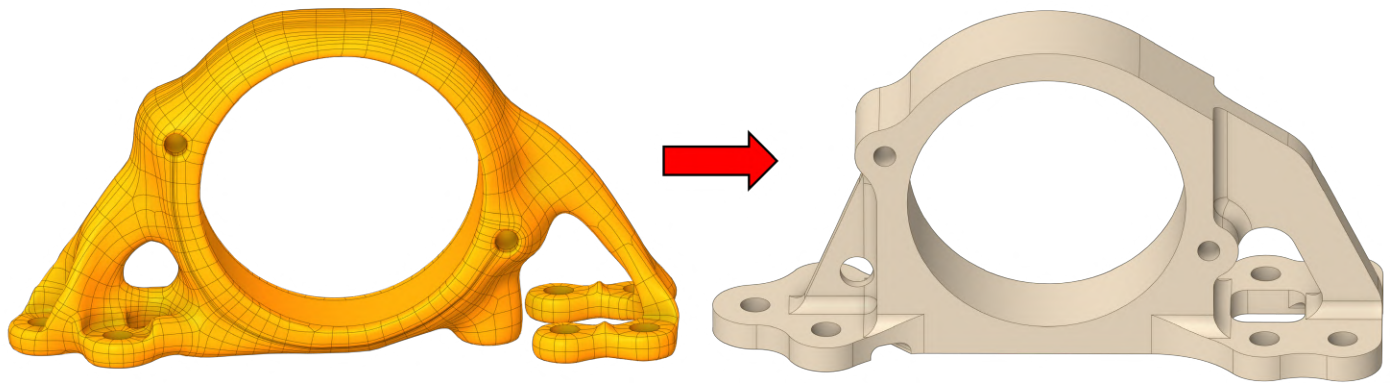


Figura V.25: *confronto topologica (massima rigidezza) con il modello della topologica*

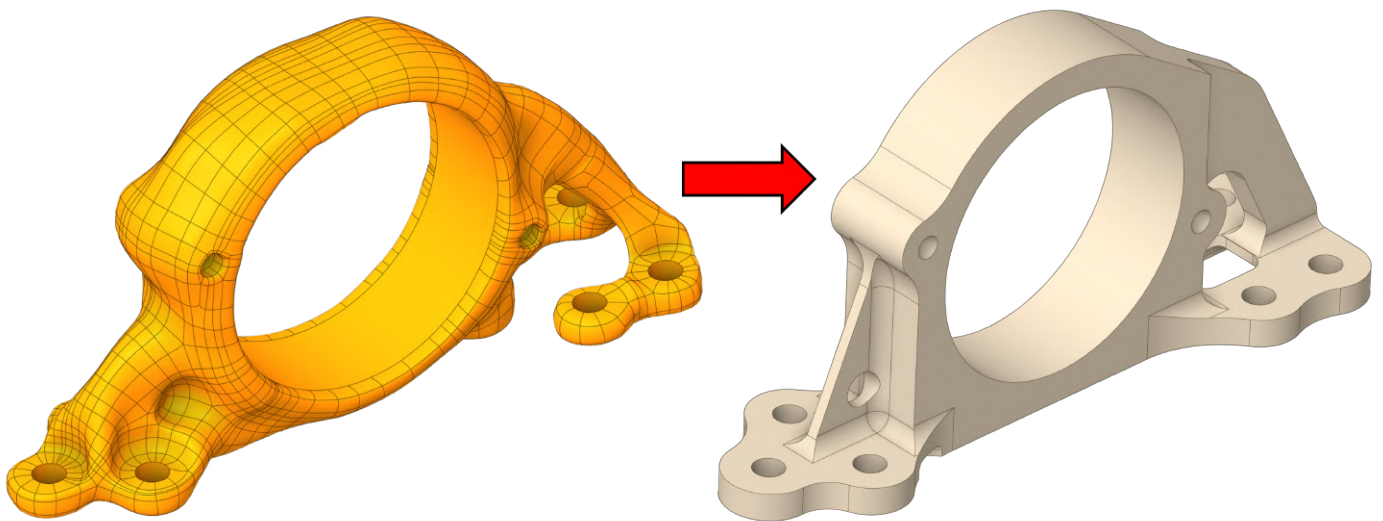


Figura V.26: *confronto topologica (minimo Von Mises Stress) con il modello della topologica*

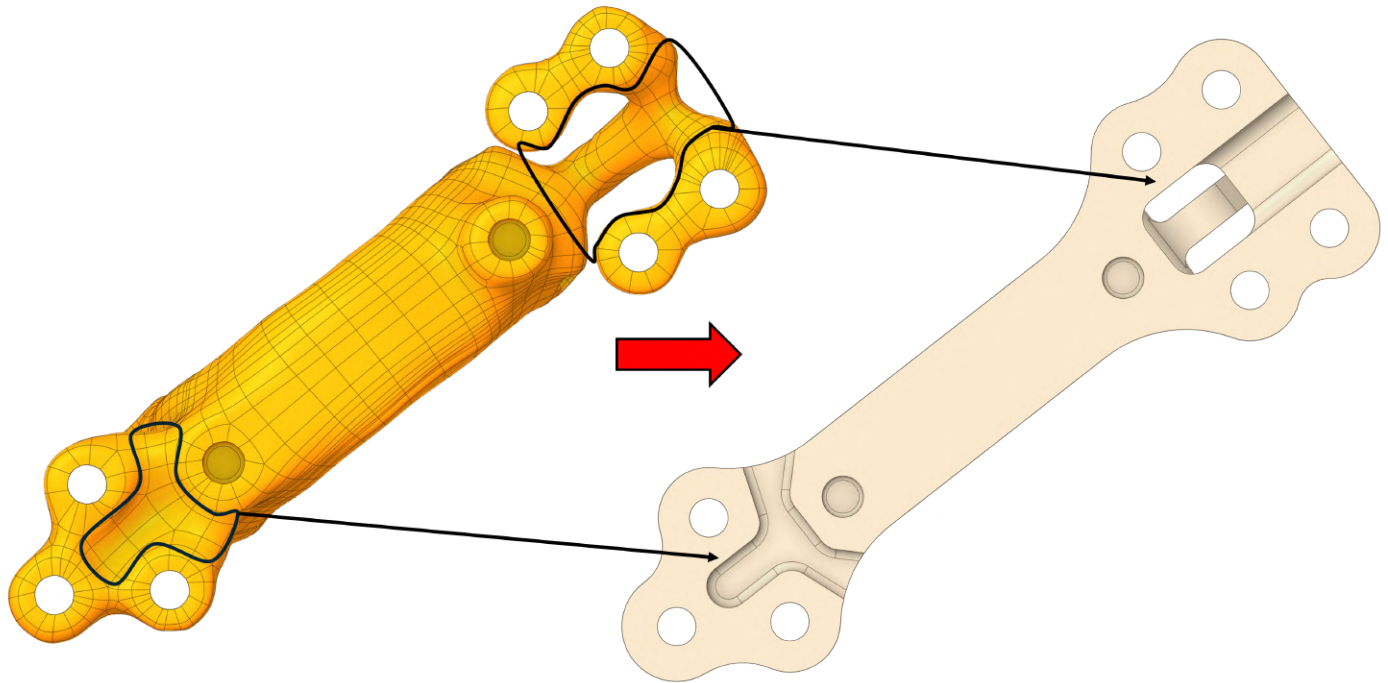


Figura V.27: confronto topologica (minimo Von Mises Stress) con il modello della topologica

## V.8 Strategie di lavorazione

Perchè bisogna rimodellare il componente, invece di utilizzare direttamente il risultato della topologica?

In realtà non sempre è necessario rimodellare il componente, infatti la decisione si basa sul tipo di lavorazione che si vuole fare e gli strumenti che si vogliono utilizzare per creare il componente. Se si potesse utilizzare **l'additive manufacturing** (stampa 3D) non ci sarebbe bisogno di rimodellare il componente, perchè questo tipo di manufacturing **può ricreare forme particolarmente irregolari** come i risultati delle topologiche. Ma, nel nostro caso, si è deciso di utilizzare le classiche **macchine a controllo numerico (CNC)**, in particolare per questo componente **fresatrici CNC e foratrici CNC**, che **lavorano per sottrazione di materiale**.

Nei processi di lavorazione con macchine a controllo numerico bisogna prestare molta attenzione quando si crea un design perchè si devono rispettare una serie di condizioni di realizzabilità per poter produrre il componente:

1. **Percorsi fresa e raggi fresa:** i percorsi fresa devono essere tutti realizzabili dalla macchina, i veri problemi incombono quando si vuole fresare una parte del componente in profondità, ma lo si vuole fare con una fresa di raggio molto piccolo. Più il raggio della fresa è piccolo, più lo stelo della fresa è basso, perchè, se fosse alto, sarebbe molto fragile e si romperebbe.  
Quindi, quando si vuole fresare in profondità, bisogna utilizzare una fresa che abbia uno stelo sufficientemente alto, e di conseguenza un raggio più grande, così da permettere la lavorazione ed evitare anche grosse vibrazioni che potrebbero portare ad una lavorazione del pezzo meno precisa.
2. **spessori minimi:** bisogna sempre rispettare lo spessore minimo di materiale di ogni componente perchè potrebbe accumulare stress o addirittura rompersi durante la lavorazione perchè molto fragile (es. si vuole realizzare un foro su una parete spessa 1mm-2mm).
3. **raggio minimo dei fori:** esiste una dimensione minima dei fori oltre la quale non è possibile o non ha senso forare perchè i vantaggi di peso sarebbero minimi ed il foro potrebbe avere picchi di stress.

Il software CAD NX genera il cosiddetto **Albero delle lavorazioni** in cui sono **rappresentate tutte le singole lavorazioni** (sketch, estrusione, blend e sottrazione) che **permettono all'utente**, partendo da un blocchetto di materiale, **di ragionare come la macchina utensile** e capire effettivamente se una lavorazione è possibile realizzarla o meno, fino ad arrivare al componente finito.

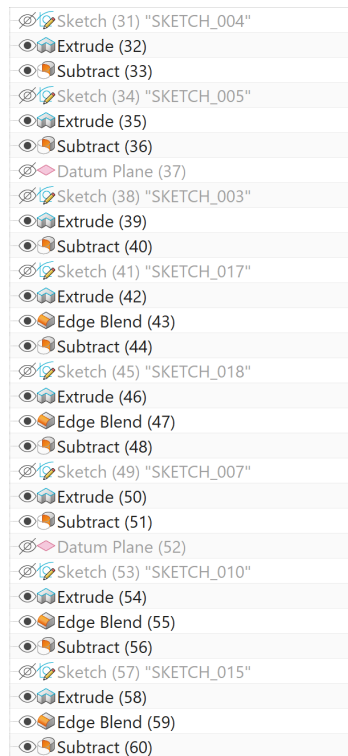


Figura V.28: Esempio di albero delle lavorazioni

Oltre alla concreta realizzazione del componente, un ottimo designer pensa a rendere il **processo di lavorazione più efficiente**, ovvero che impieghi meno tempo. Ci son vari modi per poter **ridurre i tempi ciclo-macchina**, di seguito sono esplicitati i più rilevanti:

1. Si cerca di **utilizzare lo stesso utensile** (es.fresa) il più possibile, così da diminuire il tempo ciclo-macchina (ovvero la macchina non ha bisogno di fermarsi per cambiare utensile, velocizzando, in questo modo, il processo di lavorazione) e diminuire i costi nel caso il fornitore fosse sprovvisto degli utensili richiesti.
2. Un'altra possibilità è quella di cercare di **minimizzare il numero delle posizioni di fissaggio del componente**, ovvero il numero di volte che la macchina necessita di bloccare il componente in zone differenti per diverse lavorazioni.

**In seguito verranno mostrate le lavorazioni più particolari che ho dovuto realizzare per rispettare i requisiti delle macchine o per diminuire il tempo ciclo-macchina.**

1. I risultati della topologica mi suggerivano di, o assottigliare una particolare zona della rib mostrata in basso, o di creare un foro. Non potendo assottigliare ulteriormente la rib perchè già troppo sottile, si è deciso di forare per togliere peso e si è verificato un'ottima distribuzione di stress su tutta la rib.  
Inizialmente, per forare la rib, avevo pensato di applicare una lavorazione con fresa, ma il supporto tecnico del dipartimento manufacturing di AVIO mi ha consigliato di realizzare un foro poichè, la lavorazione di fresatura utilizza la fresa sul fianco, questo causa un carico radiale che avrebbe stressato particolarmente la rib perchè troppo sottile. Invece, per realizzare un foro, si sarebbe utilizzata la foratrice che applica sforzi assiali che non stressano la rib evitando accumulo di stress o rottura della rib stessa.

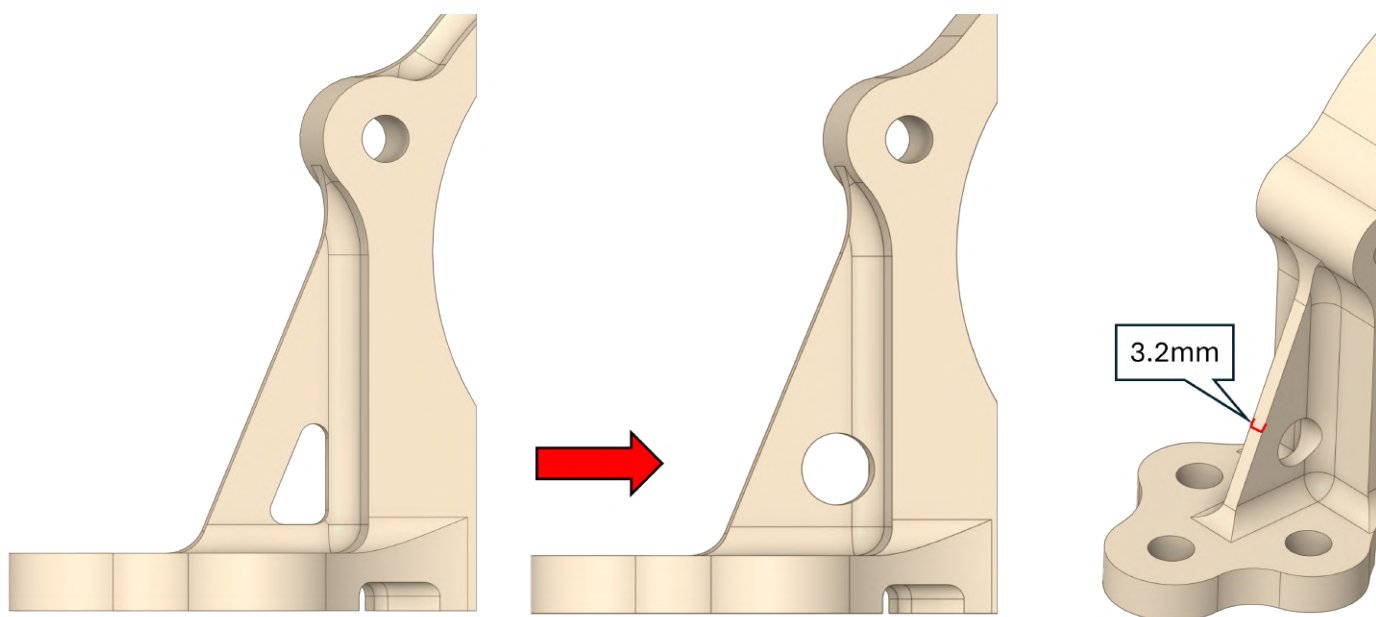


Figura V.29: modifica del foro sulla rib per limiti di lavorazione

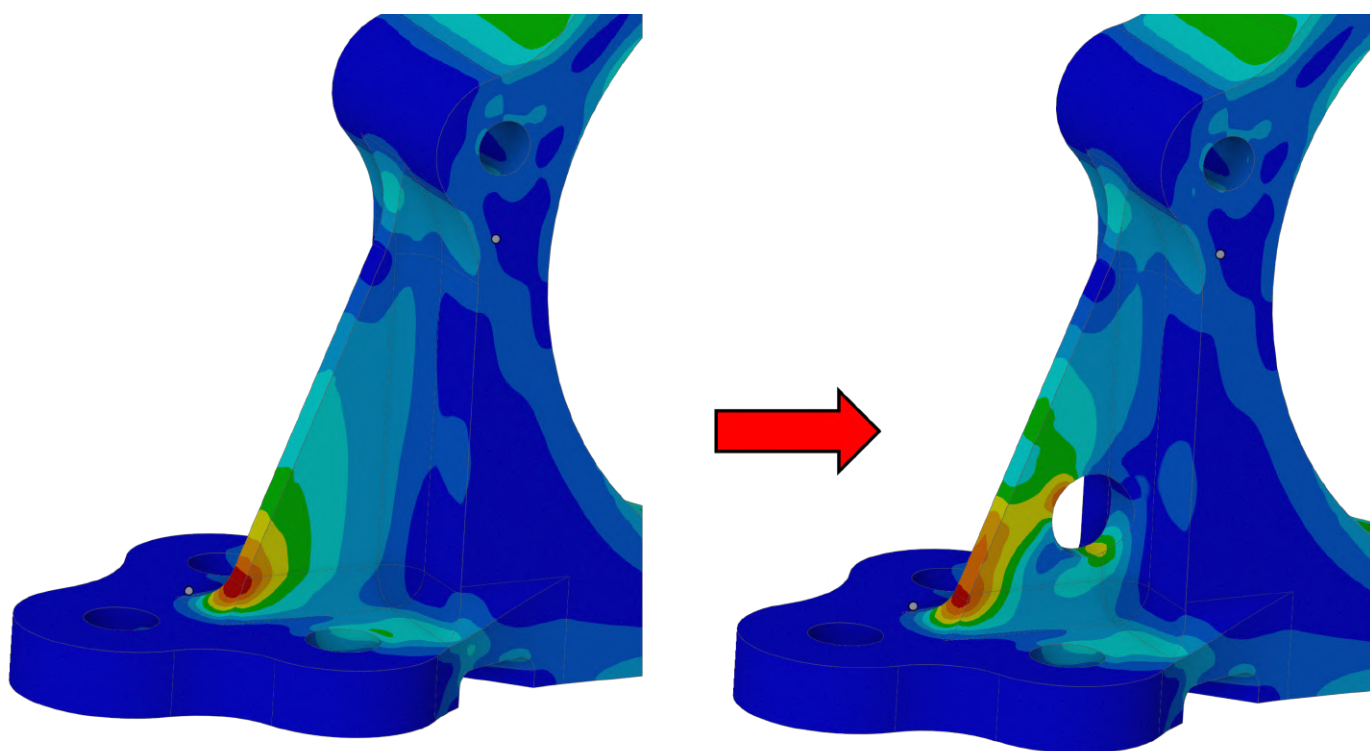


Figura V.30: distribuzione Von Mises Stress

2. **Per diminuire il tempo ciclo-macchina ed i costi** si è scelto di lavorare il piano inferiore della flangia utilizzando la stessa fresa.

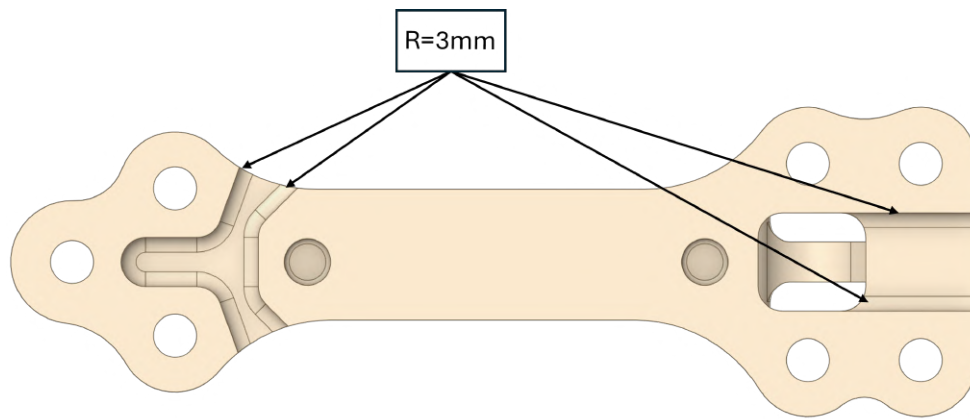


Figura V.31: *fresatura dal basso*

3. Identica cosa per il piano frontale del componente, ma con una fresa da 4mm perchè lavorazioni più profonde rispetto alle precedenti. Quindi è stato necessario utilizzare una fresa con raggio maggiore perchè più alta.

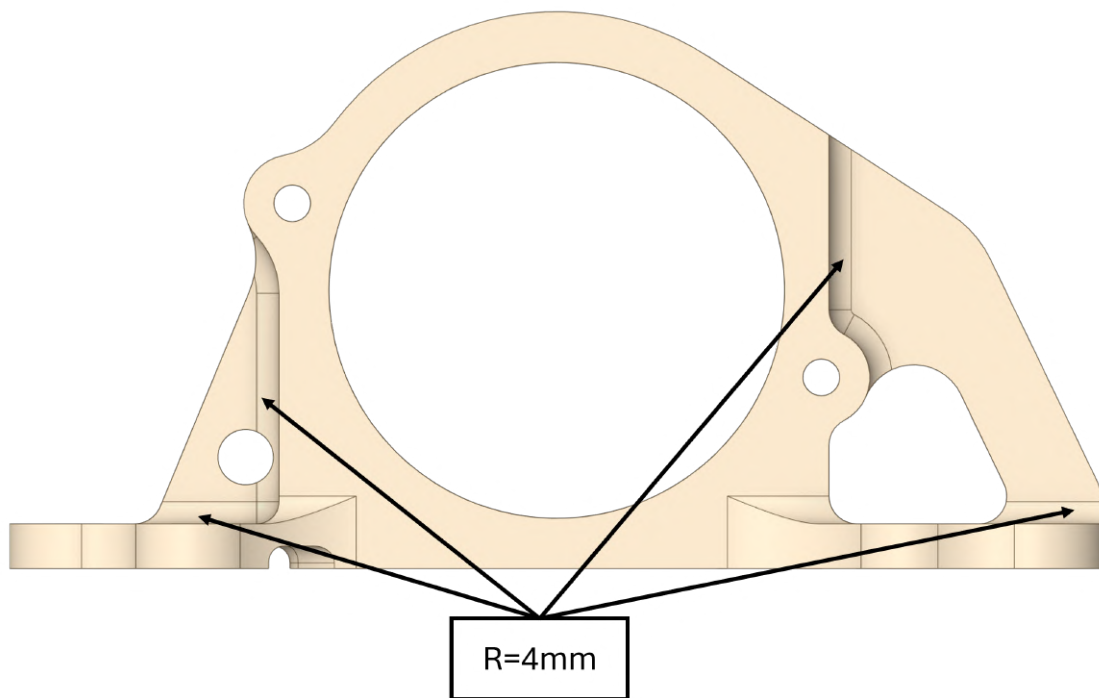


Figura V.32: *fresatura piano frontale*

## V.9 Analisi FEM del nuovo Design

### V.9.1 Impostazione dell'assembly

Si è poi svolta l'analisi di dettaglio su ansys workbench, in cui si è analizzato il supporto nella sua condizione operativa reale con gli altri componenti. In prima battuta bisogna importare le geometrie di tutti i componenti dell'assembly da ansys discovery, o NX, ad ansys workbench ed unire tutti i componenti nella posizione esatta:

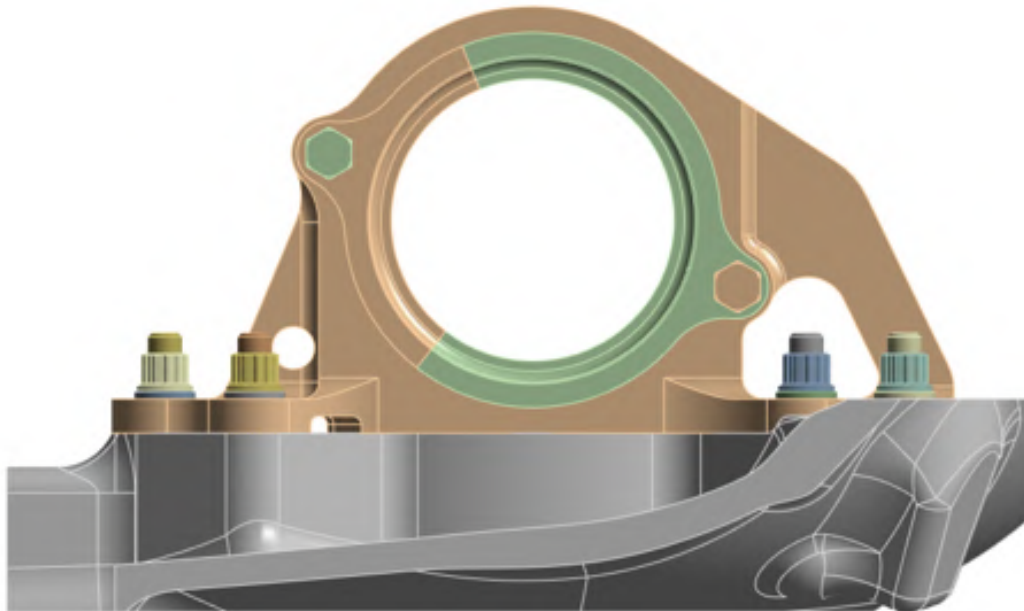


Figura V.33: *vista frontale dell'intero assembly*

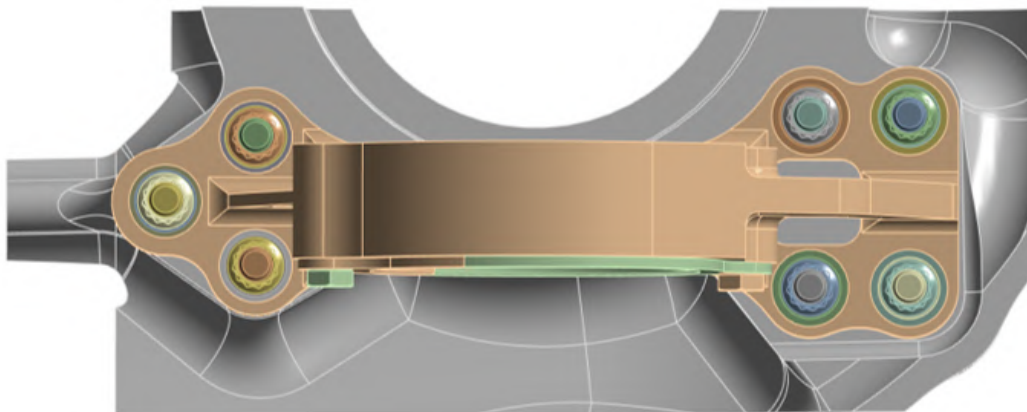


Figura V.34: *vista dall'alto dell'intero assembly*

In particolare, oltre al supporto cuscinetto, nell'assembly, son presenti i seguenti componenti:

- 7 **studs** che fissano il supporto con l'housing inferiore attraverso la flangia composti da:
  - 7 **dadi**
  - 7 **rondelle**
  - 7 **steli**
- l'**anello metallico** dei cuscinetti che si trova all'interno del supporto
- due **viti laterali (bolts)** che fissano l'anello metallico al supporto
- due **pins** rendono ancor più forte il fissaggio tra supporto e housing
- l'**housing** su cui è fissato il supporto

#### V.9.2 Creazione della mesh

Una volta importate le geometrie e posizionate nelle loro condizione operative, **bisogna creare la mesh** su ogni componente, **rendendola più fitta nelle zone** più interessanti, ovvero **dove il displacement e gli stress sono massimi**. Dato che noi siamo interessati soltanto agli stress presenti sul supporto, sugli altri componenti si può realizzare una mesh più grezza. In particolare **per il supporto si è usata una mesh tetraedrica di secondo ordine sulle parti più irregolari ed una mesh exa di primo ordine per i fori** in cui andranno inseriti studs, pins e viti.

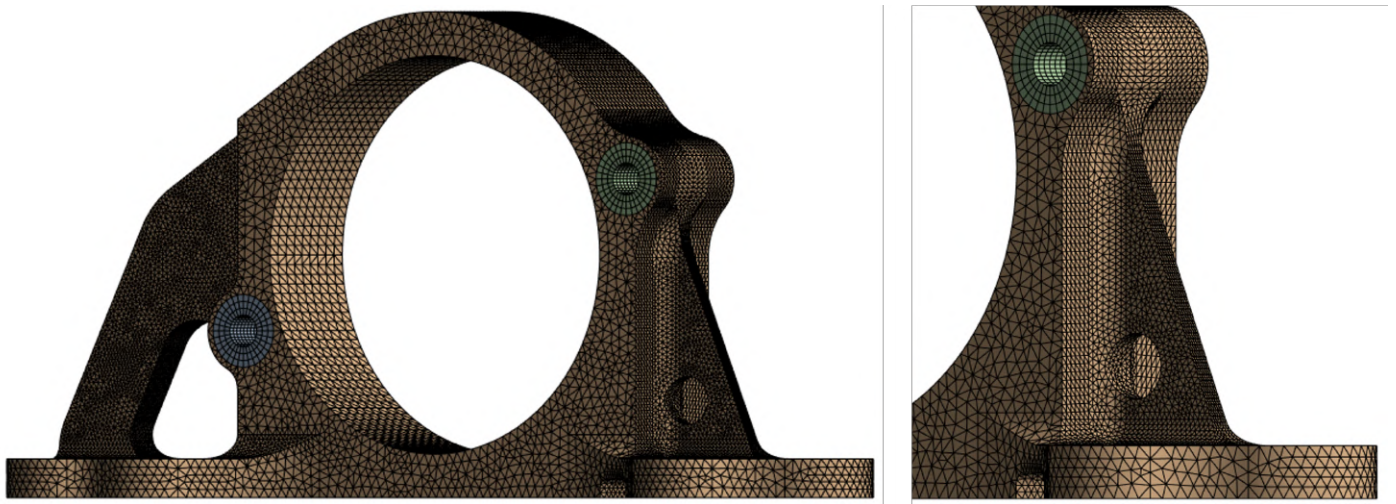


Figura V.35: *Mesh del modello della topologica*

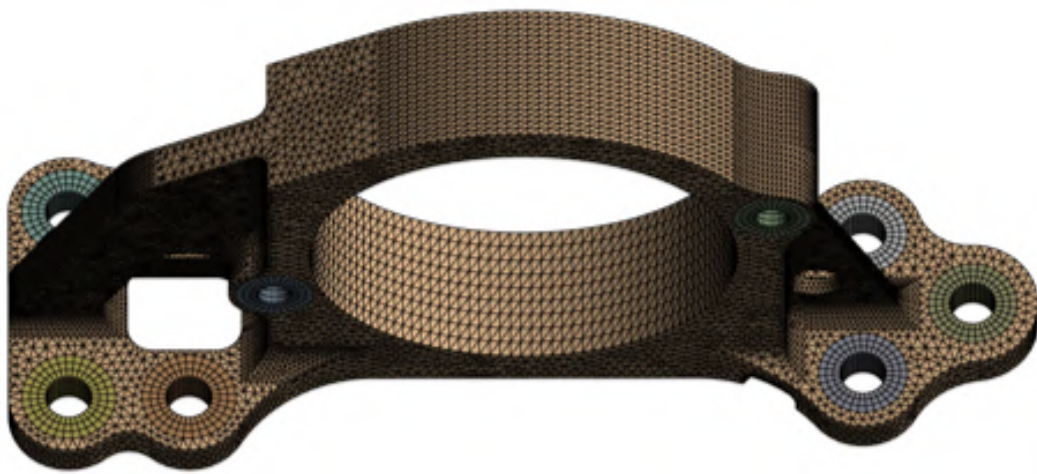


Figura V.36: *Mesh del modello della topologica*

### V.9.3 Impostazione dei contatti

Fatta la mesh su tutti i componenti, si passa all'impostazione dei contatti che, in questo caso, sono di due tipi:

- "bonded" ovvero avvitati.
- "sliding" con coefficiente di frizione.

I contatti tipo **bonded** sono stati applicati alle seguenti interfacce tra:

- viti-supporto
- viti-anello metallico
- dado-stelo dello stud
- stelo dello stud-housing

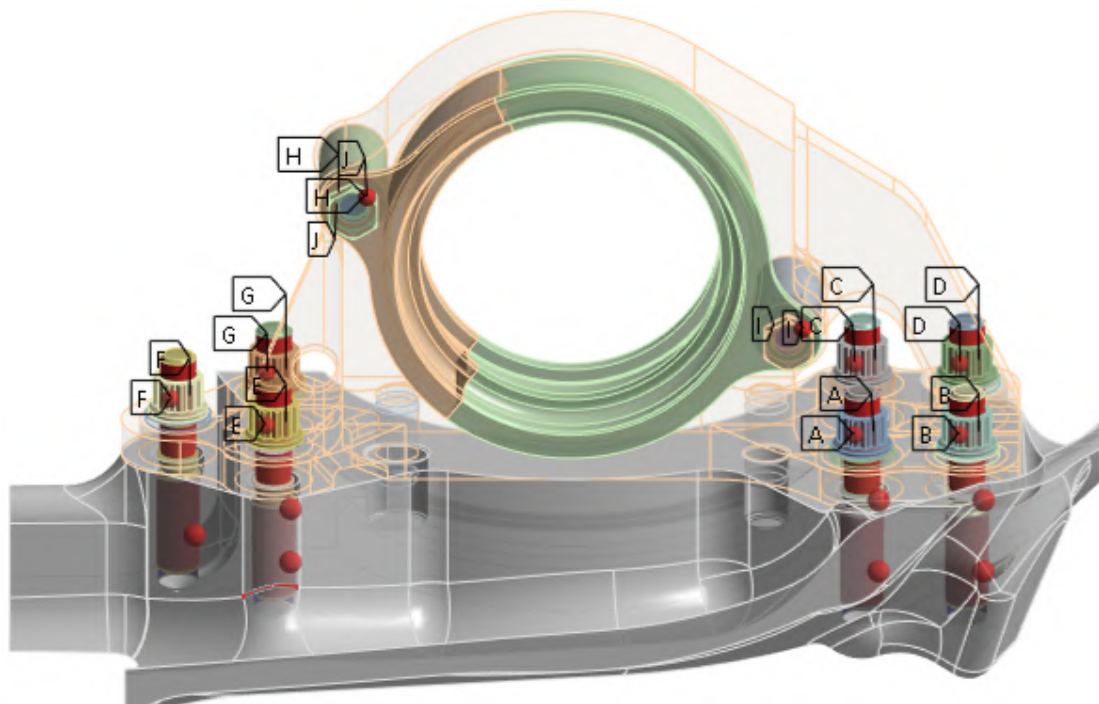


Figura V.37: *contatti bonded stelo-dado, stelo-housing*

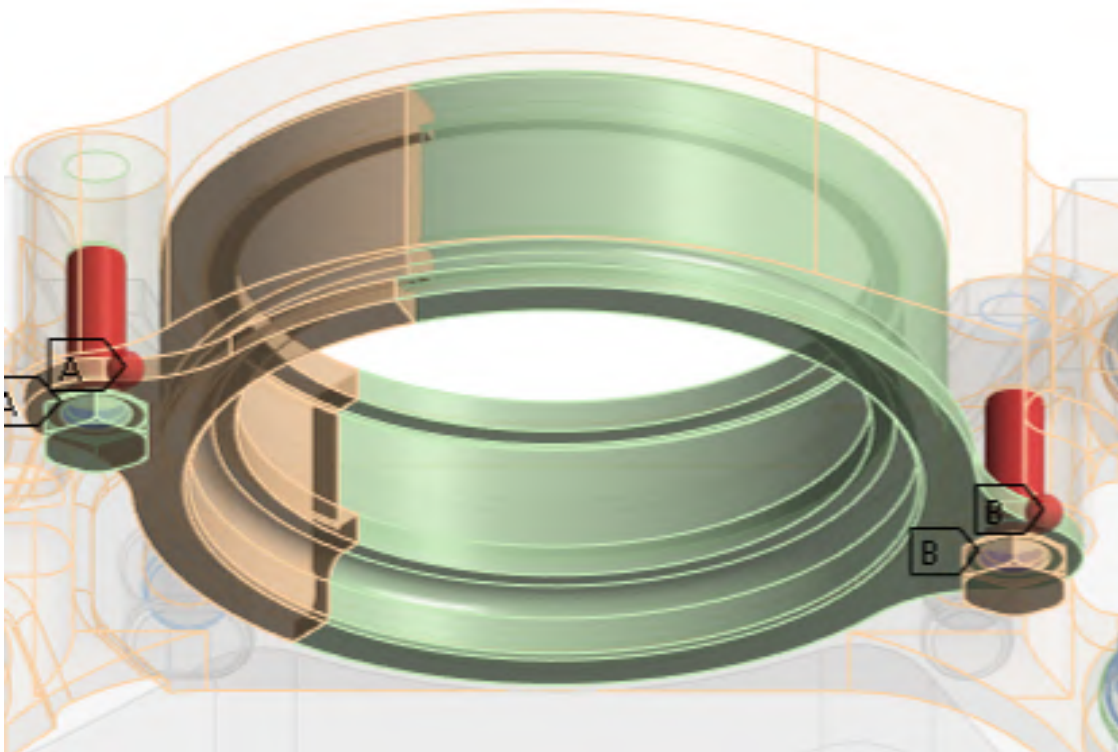


Figura V.38: *contatti bonded viti-supporto e viti-anello metallico*

I contatti tipo "**frictional**", con i corrispondenti coefficienti di frizione in base ai materiali in contatto, sono stati applicati alle interfacce tra:

- anello metallico-supporto
- sottotesta delle viti-anello metallico
- rondella-dado
- rondella-flangia del supporto
- flangia supporto-housing
- pin-supporto
- pin-housing

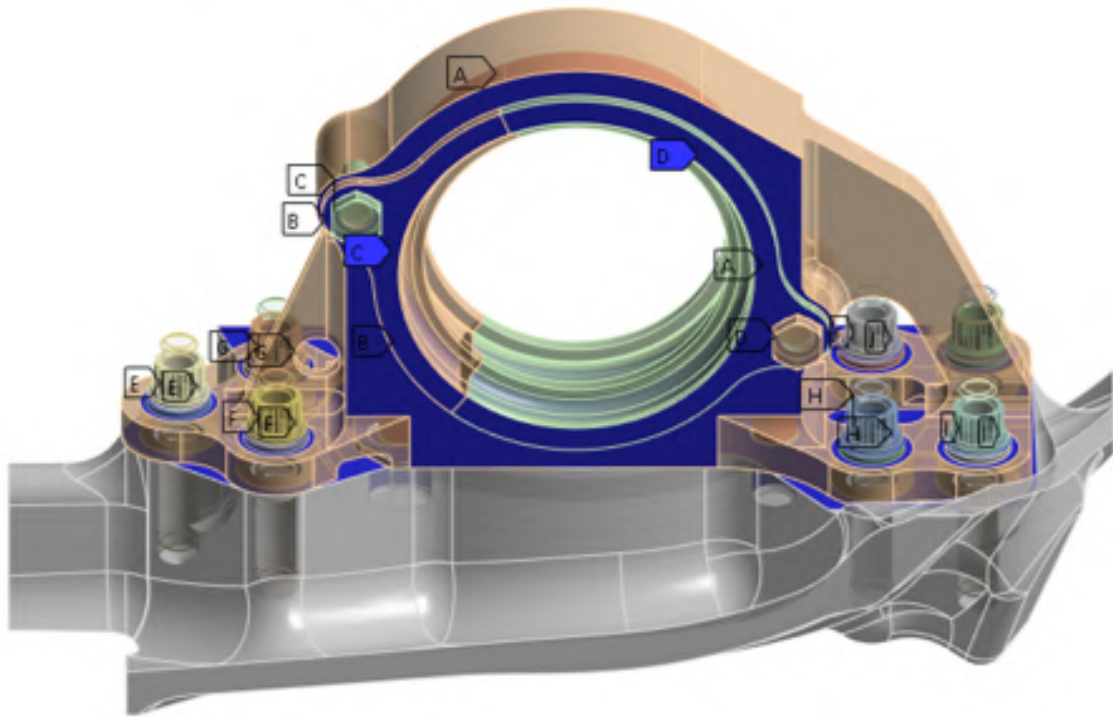


Figura V.39: *contatti frictional*

#### V.9.4 Set-up della fisica del problema

Inseriti i contatti, si passa al set-up delle forze, dei vincoli e della temperatura nelle condizioni operative. La fisica è stata divisa in tre load-case:

1. impostazione dei precarichi degli studs
2. impostazione della temperatura operativa
3. impostazione della forza che il cuscinetto applica sul supporto

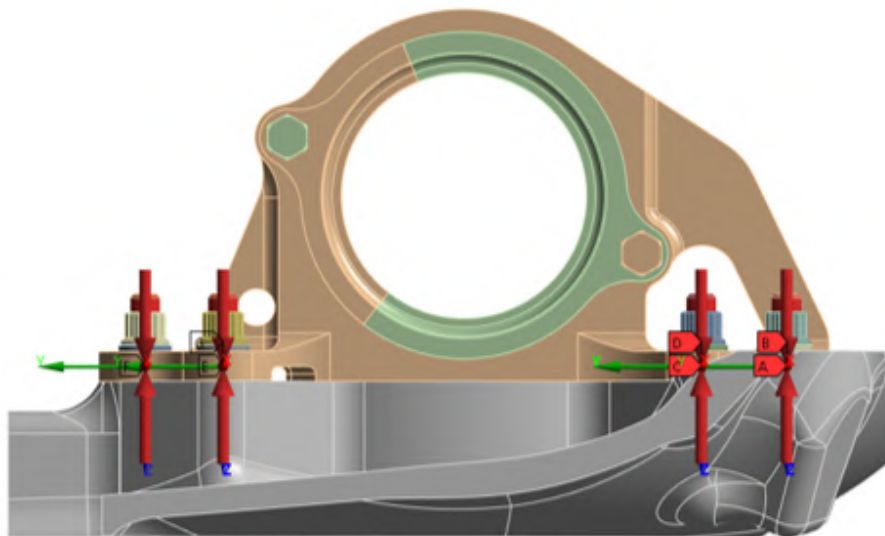


Figura V.40: *step 1: bolt preload*

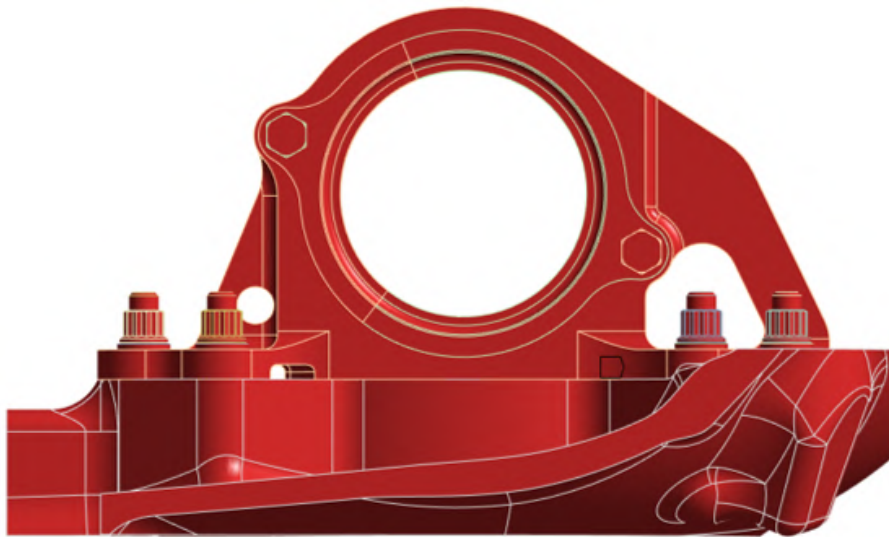


Figura V.41: *step 2: temperatura operativa*

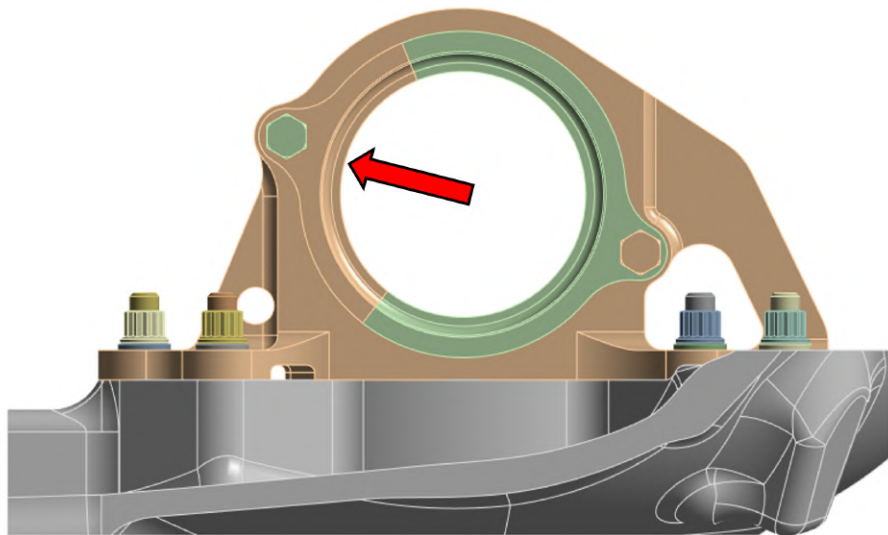


Figura V.42: *step 3: carico operativo del cuscinetto*

Tutto il componente è fissato con il comando "remote displacement=0" per tutte le traslazioni e rotazioni sulle parti tagliate dell'housing

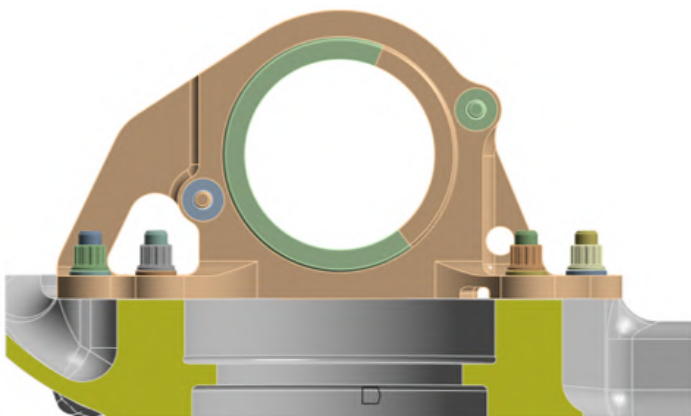


Figura V.43: *vincoli tipo remote displacement=0*

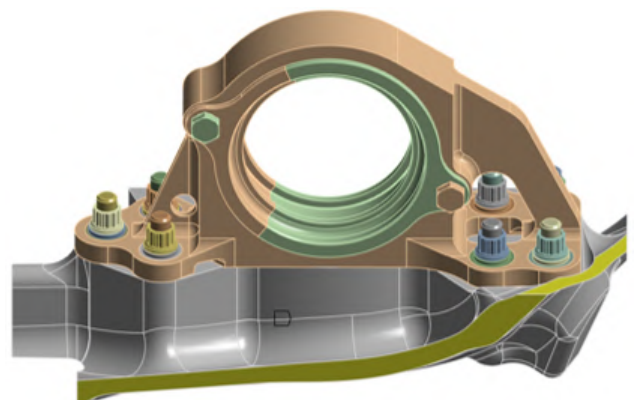


Figura V.44: *vincoli tipo remote displacement=0*

### V.9.5 Risultati dell'analisi su workbench

A questo punto si può lanciare l'analisi termo-strutturale impostando i risultati che si vogliono visualizzare, nel nostro caso si è scelto displacement, Equivalent stress e Principal stress:

Mappa del Displacement

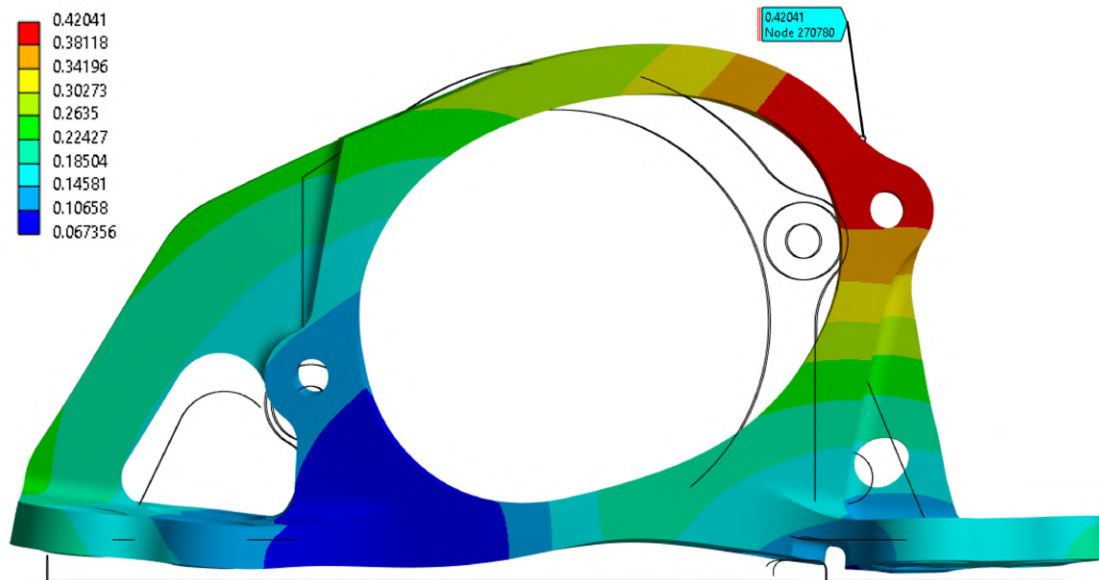


Figura V.45: mappa del displacement e deformata del modello della topologica

Mappa del Von Mises stress

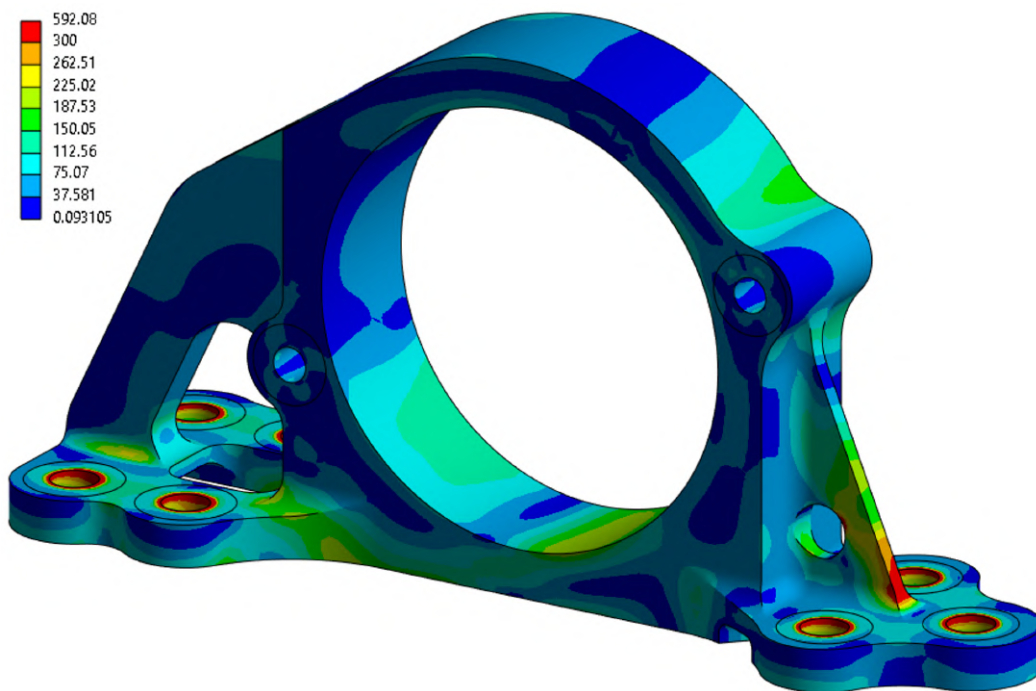


Figura V.46: mappa del Von Mises stress del modello della topologica

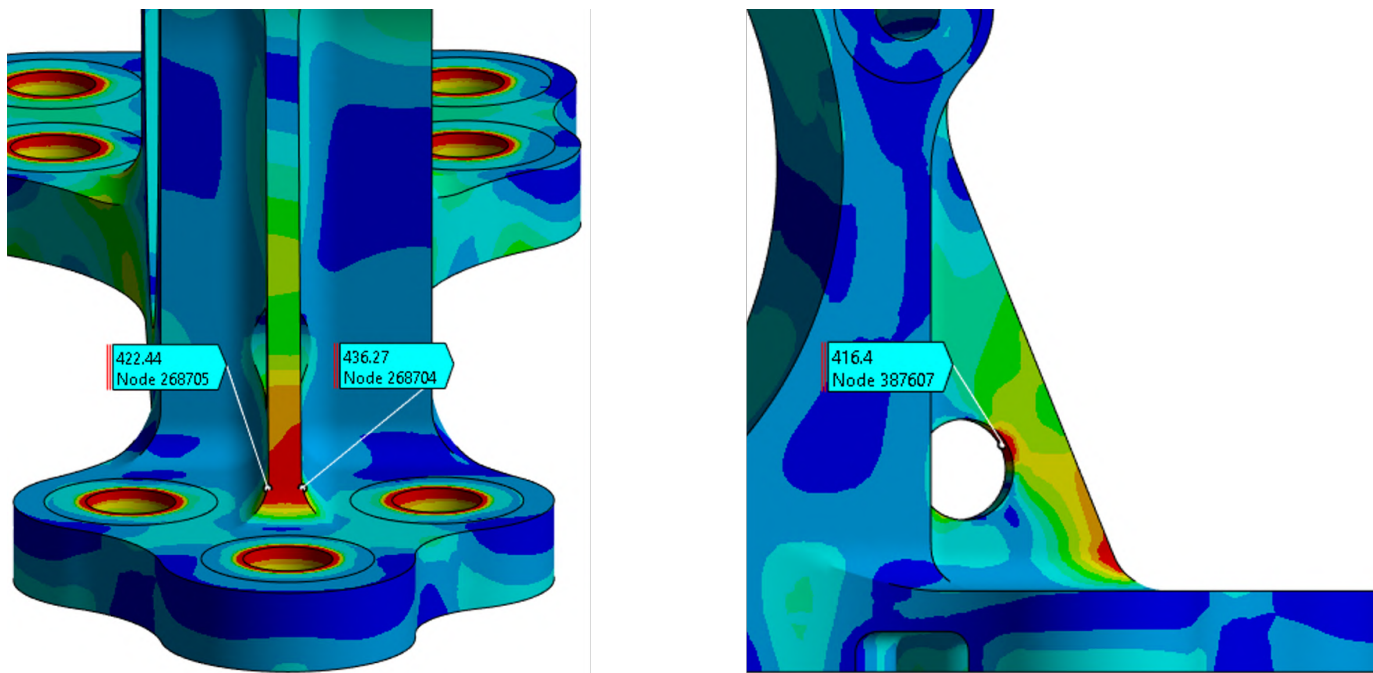


Figura V.47: Valori massimi di Von Mises stressa del modello della topologica

#### Mappa del Principal stress

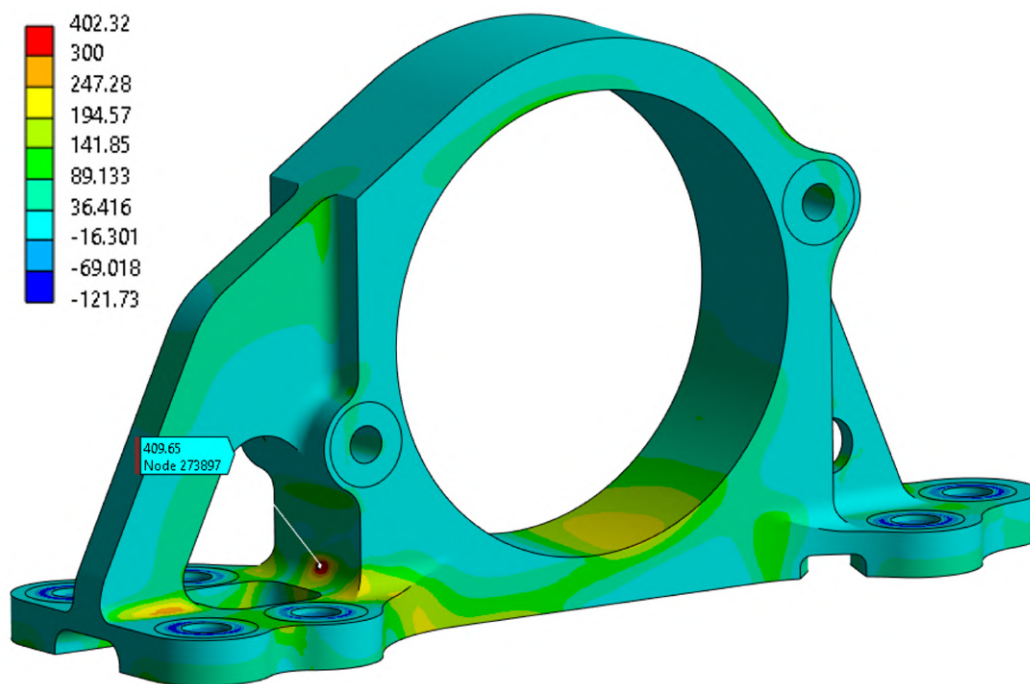


Figura V.48: mappa del principal stress del modello della topologica

Il massimo valore di principal stress mostrato nell'immagine superiore è dovuto dalla reazione vincolare esercitata dal pin sul componente. Il primo obiettivo sarà sicuramente quello di **diminuire il principal stress in quella zona aggiungendo materiale**.

La seguente tabella contiene il massimo valore degli stress e del displacement sul supporto, escludendo le parti molto vicine alle interfacce in cui sono presenti bolt/studs/pins perchè considerate singolarità.

| RISULTATI DELL'ANALISI |          |
|------------------------|----------|
| max displacement       | 0.420 mm |
| max Von Mises stress   | 436 Mpa  |
| max Principal stress   | 410 MPa  |
| mass                   | 635g     |

Tabella V.2: *tabella dei risultati dell'analisi del modello della topologica*

#### V.9.6 Impostazione dell'analisi semplificata del supporto su discovery

Creare un'analisi **semplificata in discovery** che possa replicare in modo quasi preciso i risultati delle analisi di dettaglio su ansys workbench è **fondamentale per poter effettuare l'ottimizzazione di dettaglio** parametrizzando alcune caratteristiche geometriche del componente.

Per realizzare l'analisi semplificata è stato impostato il problema meccanico secondo i seguenti passaggi:

1. Impostazione del materiale, in questo caso **titanio**
2. Impostazione della **forza che il cuscinetto esercita sul supporto** attraverso l'opzione 'bearing load' di Discovery

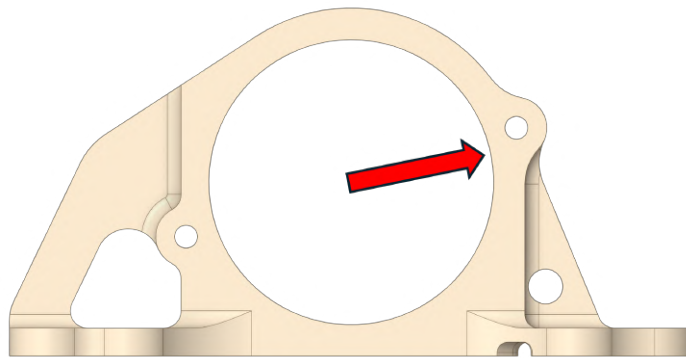


Figura V.49: *Remote force*

3. Impostazione dei **vincoli di tipo 'fixed'** sulle facce cilindriche dei fori della flangia

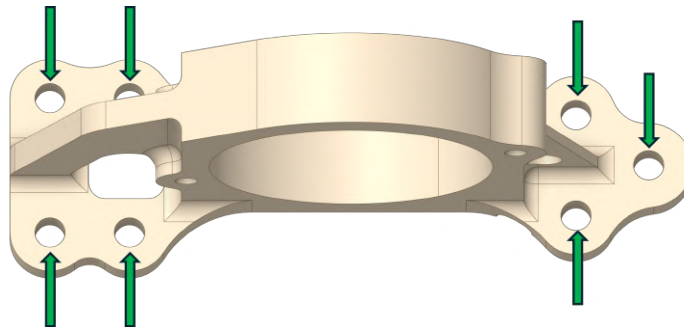


Figura V.50: *vincoli tipo 'fixed'*

4. **Temperatura operativa** del materiale

L'analisi è stata svolta solamente sul supporto (analisi semplificata) e non su tutto l'assembly. Si è utilizzato il **massimo della fidelity**, ovvero la minima dimensione della mesh ottenibile dal mio computer che ha una memoria RAM dedicata GPU di 4GB ottenendo la dimensione dei **lati dei voxel di 0.56 mm**.

La cosa più importante da notare non sono i valori di stress e displacement, ma **la capacità di discovery di ottenere in pochissimo tempo le stesse mappe di stress e displacement dell'analisi di dettaglio di workbench nelle zone lontane dalle non linearità (contatti, interfacce)**. Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi semplificata di Discovery:

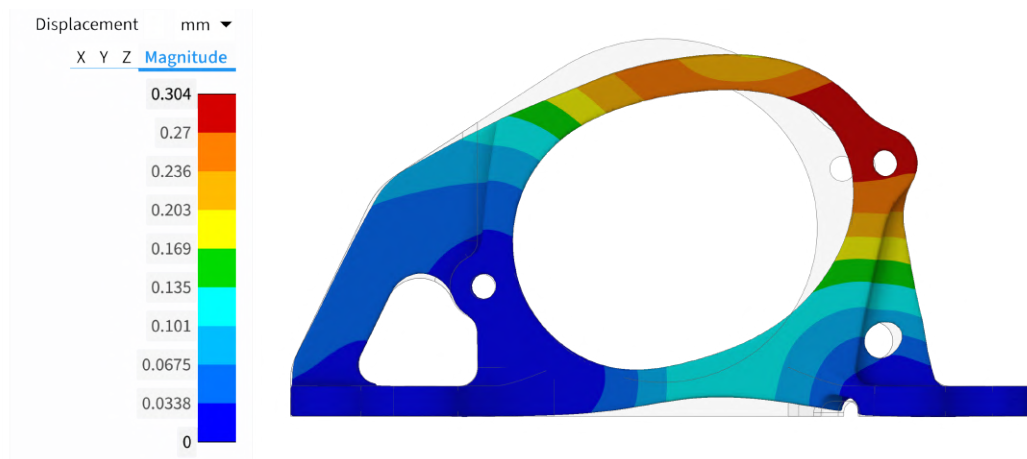


Figura V.51: Mappa del displacement dell'analisi su discovery del modello della topologica

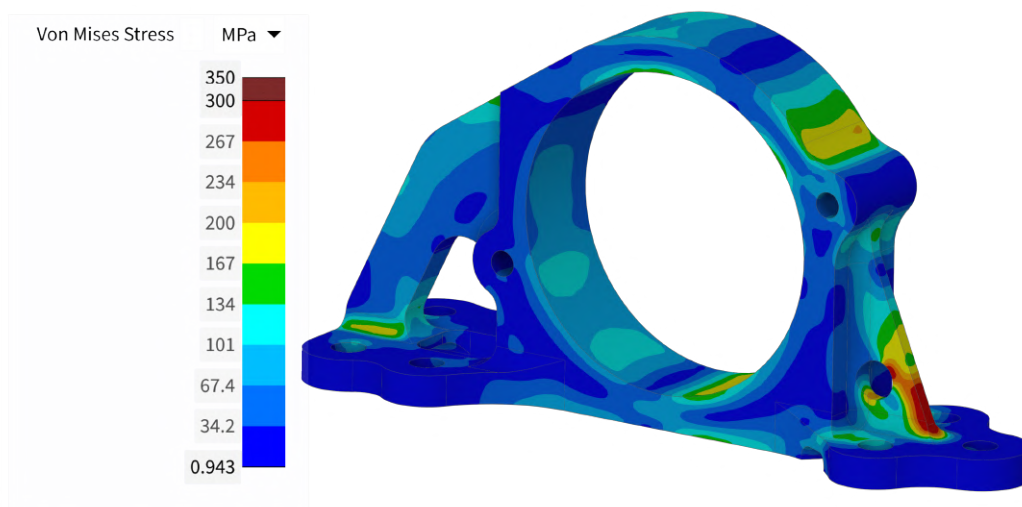


Figura V.52: Mappa del Von Mises stress dell'analisi su discovery del modello della topologica

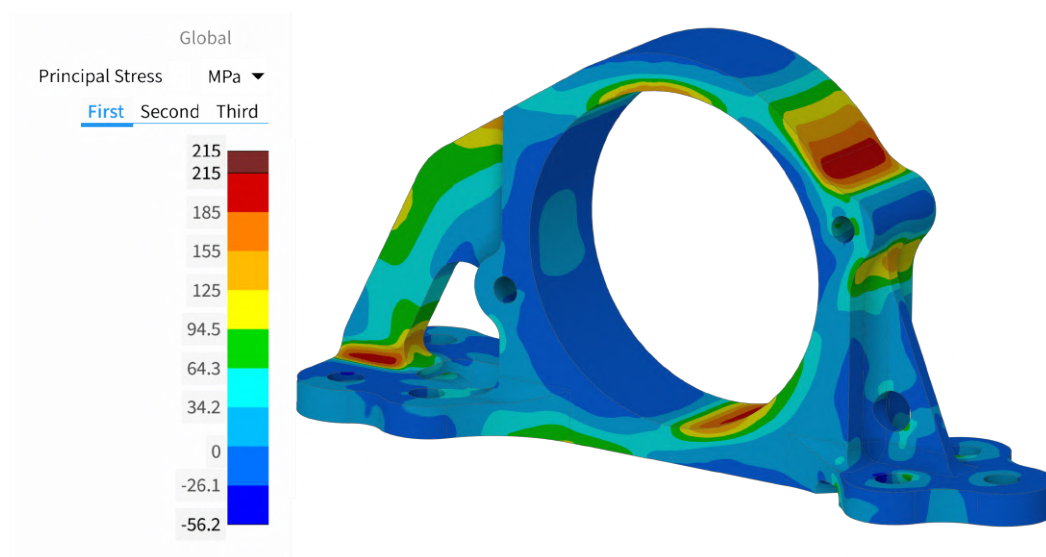


Figura V.53: Mappa del Principal stress dell'analisi su discovery del modello della topologica

## VI Processo generale e teorico di ottimizzazione parametrica

Dopo l'ottimizzazione topologica, si passa all'**ottimizzazione parametrica**. Quest'ultima **consiste nel parametrizzare alcune caratteristiche geometriche del componente cercando di migliorarne le prestazioni**. Avendo un numero elevato di parametri e di combinazioni tra essi, quello che si fa è esplorare un numero sufficiente e limitato di design e, tra questi, ricavarne l'ottimo in base a ciò che veramente si vuole ottimizzare (massa, stress, facilità di manufacturabilità ecc...).

Per far questo, però, bisogna seguire uno schema ben preciso:

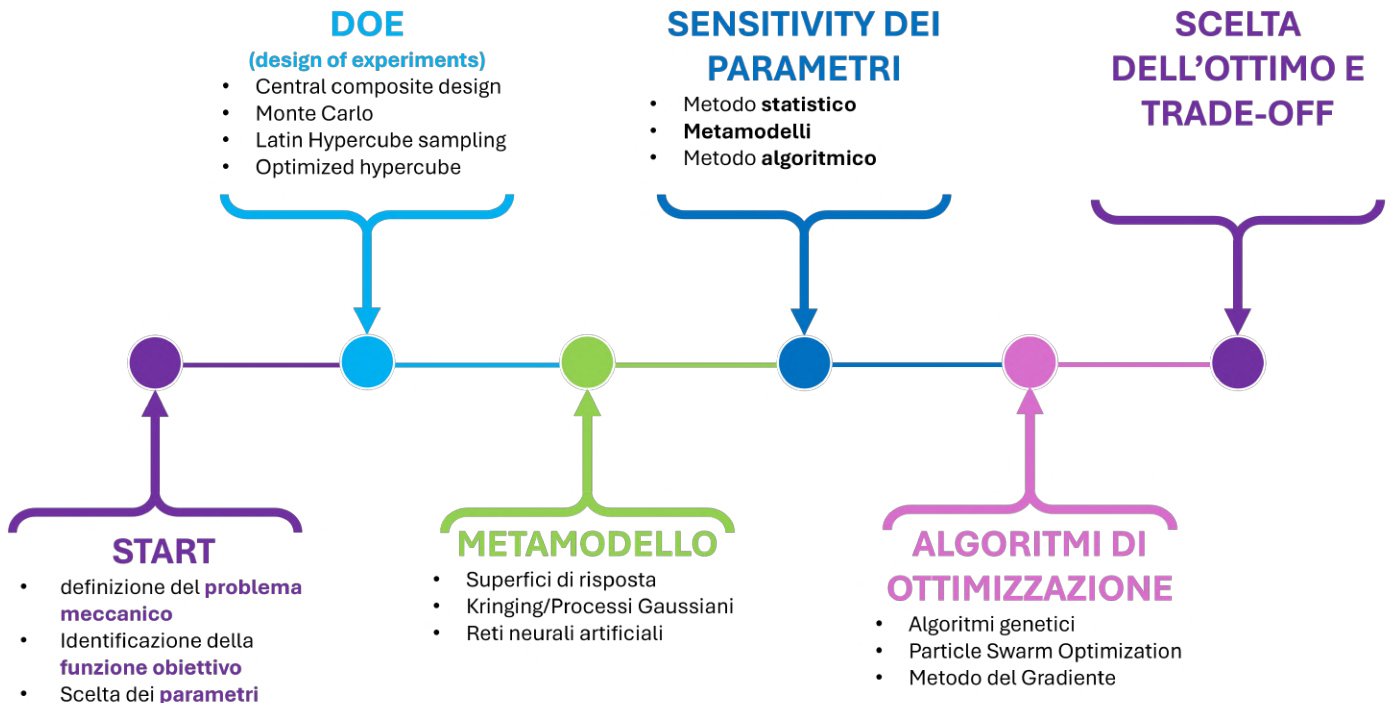


Figura VI.1: *Processo di ottimizzazione parametrica*

### VI.1 Start

#### 1) Definizione del problema meccanico

Come prima cosa bisogna definire la fisica del problema, capire quali carichi e vincoli impostare per poter creare una simulazione che imiti il più possibile la situazione reale.

#### 2) Identificare la funzione obiettivo

Il secondo passo è capire il vero obiettivo dell'ottimizzazione, ovvero cosa si sta ottimizzando. Per il settore aerospaziale gli obiettivi più comuni sono minimizzare massa e stress del componente (massimizzare la rigidezza), ma ce ne possono essere anche altri come diminuire il tempo ciclo-macchina migliorando la manufacturabilità o aumentare la vita a fatica migliorando il reset factor o scegliere il materiale migliore per quel componente.

#### 3) Scelta dei parametri

A questo punto bisogna decidere quali caratteristiche geometriche del componente si vogliano parametrizzare e impostare, per ogni parametro, il **range di variazione**, ovvero l'intervallo dei valori che il singolo parametro può assumere. L'accortezza più importante da tenere in conto è che **il componente debba essere manufacturabile in ogni caso**.

### VI.2 Esplorazione dello spazio di design: DOE (design of experiments)

Il DOE è il metodo statistico utilizzato per condurre ed analizzare i test sperimentali in modo da ottenere più informazioni possibili con il numero minimo di esperimenti. Il DOE mappa lo spazio del design cambiando, non un parametro alla volta, ma più parametri simultaneamente per individuare sia l'effetto dei singoli input sia le loro interazioni.

Esistono vari tipi di DOE:

- Il **CCD (Central composite design)** è un disegno deterministico classico, ideale per costruire superfici di risposta di secondo ordine (quadratiche).

La **struttura** si compone di tre parti:

1. Un disegno fattoriale (i vertici di un cubo).

2. Punti "stellati" (assiali) che escono dalle facce del cubo per catturare la curvatura.
3. Punti centrali per valutare la variabilità e l'errore.

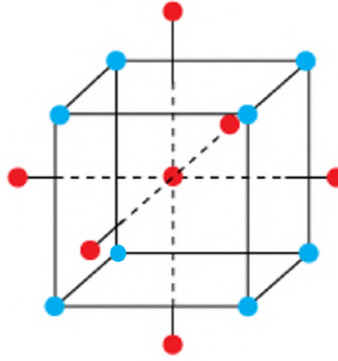


Figura VI.2: *struttura del metodo central composite design*

**Ruolo:** È perfetto quando sai già quali sono le variabili importanti e vuoi ottimizzare un processo trovando il "punto di massimo o minimo" con estrema precisione geometrica.

- Il metodo **Monte Carlo**

È un metodo stocastico basato sulla generazione di numeri casuali. Estrae campioni in modo totalmente randomico dalle distribuzioni di probabilità degli input.

**Ruolo:** Viene usato principalmente per l'analisi di affidabilità e robustezza.

**Limite:** Richiede un numero altissimo di campioni per "coprire" bene tutto lo spazio del design, risultando inefficiente se ogni simulazione è costosa in termini di tempo di calcolo.

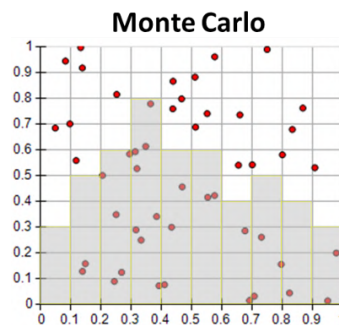


Figura VI.3: *Metodo Monte Carlo*

- Il metodo **Latin Hypercube Sampling**

È una tecnica di campionamento "stratificato" progettata per essere più efficiente del Monte Carlo. Se si immagina una scacchiera l'LHS garantisce che in ogni riga e in ogni colonna ci sia esattamente un solo punto.

**Vantaggio:** Assicura che l'intero range di ogni variabile sia rappresentato, anche con pochi campioni.

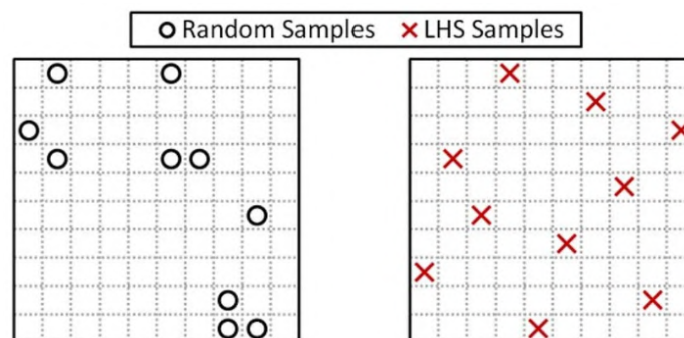


Figura VI.4: *Confronto tra Latin hypercube sampling method*

- **Optimized Latin Hypercube**

Il limite dell'LHS standard è che i punti potrebbero comunque finire per essere vicini tra loro (ad esempio, lungo una diagonale), lasciando "zone vuote" nello spazio multidimensionale. **L'OLH utilizza algoritmi** (come il Simulated Annealing) **per spostare i punti dell'LHS** finché non sono **distribuiti nel modo più uniforme possibile**.

**Criterio di Space-Filling:** Massimizza la distanza minima tra i punti (criterio Maximin). È lo standard attuale per creare Metomodelli o Surrogate Models.

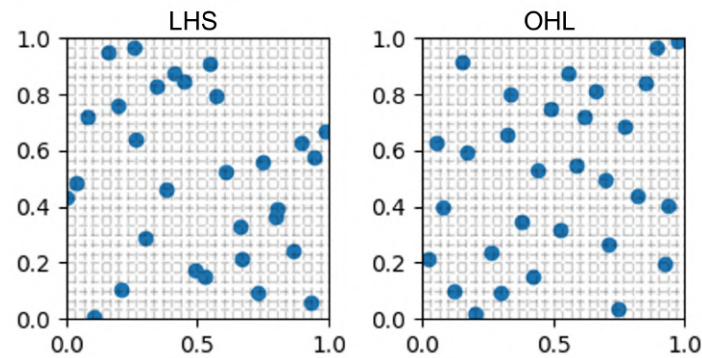


Figura VI.5: confronto tra latin hypercube sampling e optimized latin hypercube method

### VI.3 Metamodelli

Eseguire centinaia o migliaia di simulazioni reali richiederebbe troppo tempo, la soluzione è la creazione di un metamodello, o modello surrogato, che non è altro che una **funzione matematica** che 'impara' dai dati ricavati dal DOE ed interpola i risultati. **Imita il comportamento della simulazione reale, ma riesce a rispondere istantaneamente.**

Anche qui esistono varie tecniche che si possono utilizzare:

- **Superfici di Risposta (RSM):** si cerca di minimizzare l'errore quadratico medio tra i punti sperimentali e la funzione. Cerca di adattarsi ad una curva di primo o secondo grado utilizzando la regressione lineare. Tecnica utile nei problemi lineari, non adatta a risolvere problemi non-lineari o molto complessi (numerosi picchi e valli).

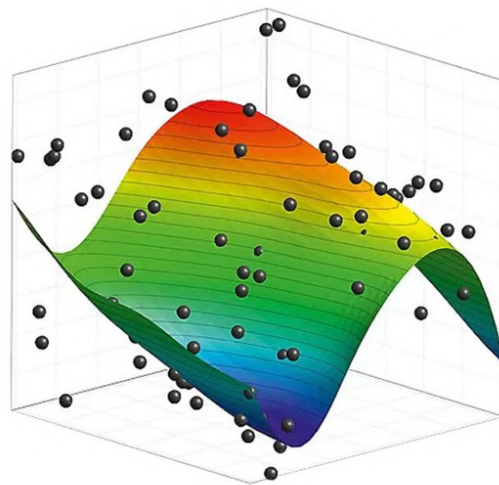


Figura VI.6: Esempio di superficie di risposta

- **Kriging / Processi Gaussiani:** è un interpolatore esatto, ovvero passa per tutti i punti esplorati dal DOE. Comunica le zone in cui c'è mancanza di dati aiutando l'utente ad aggiungere punti all'interno del DOE. Utile nei problemi complessi, ma molto pesante computazionalmente.

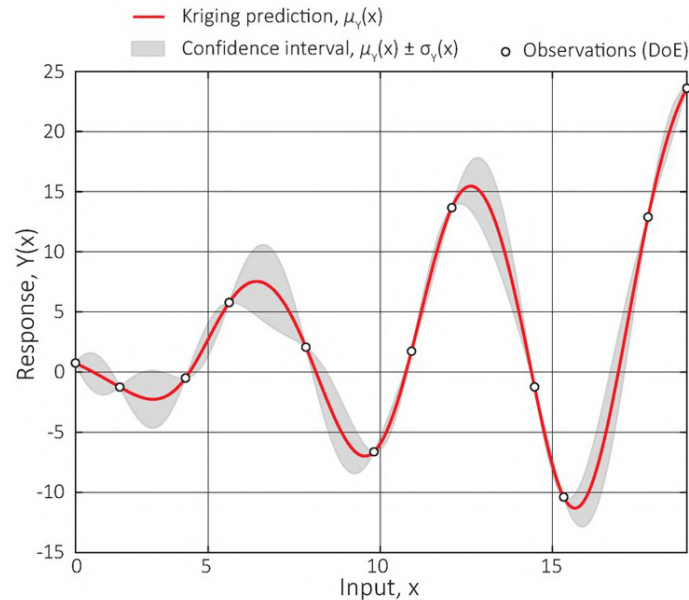


Figura VI.7: Esempio del metodo di Kriging e Gauss in forma grafica

- **Reti Neurali artificiali (ANN):** utilizzati quando la complessità dell'ottimizzazione è massima e si hanno una quantità enormi di dati. È un metamodello ispirato alla struttura biologica del cervello umano e, come esso, è in grado di imparare e replicare qualsiasi relazione matematica, anche la più caotica, tra gli input e gli output. È una rete neurale composta da neuroni organizzati in tre tipologie di strati:

1. **Input Layer:** Riceve i valori dei tuoi parametri.
2. **Hidden Layers (Strati Nascosti):** in questi strati neuroni combinano gli input, li pesano e applicano funzioni non lineari. Possono esserci uno o decine di strati (in questo caso si parla di Deep Learning).
3. **Output Layer:** Fornisce la previsione finale (es. la resistenza meccanica stimata, stress).

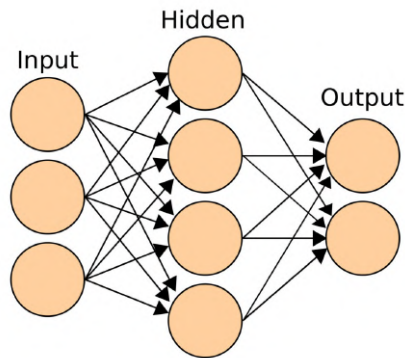


Figura VI.8: Strati semplificati delle reti neurali artificiali

## VI.4 Sensitivity dei parametri

Dall'analisi dei dati ricavati dal DOE si passa alla sensitivity dei parametri, ovvero **quanto la variazione degli input possa impattare sulla variazione degli output**. Per fare questo **bisogna trasformare una tabella di numeri in un indice di importanza**.

Si seguono principalmente tre strade:

1. La via **Statistica**

Se si ha un set di dati limitato e strutturato il mezzo principale è l'**analisi della Varianza (ANOVA)**. L'algoritmo calcola la "**Somma dei Quadrati**", ovvero quanto varia il risultato totale, e la divide tra i vari parametri. Se la variazione causata dal parametro A è molto più grande del "rumore" casuale, quel parametro è sensibile. Metodo implementabile in Python.

2. La via dei **Metamodelli**

Se i dati ricavati dal DOE alimentano metamodelli si usano **metodi di sensibilità globale** come gli **indici di Sobol**, metodo più accurato che esista che, attraverso il metodo MonteCarlo, permettono di quantificare il contributo principale di un parametro ed il contributo delle sue interazioni con altri parametri. Metodo implementabile in Python, Simulink.

### 3. La via **Algoritmica**

Esistono algoritmi che estraggono la sensibilità durante la fase di apprendimento del modello.

- Gli algoritmi **Random Forest / XGBoost** di Machine Learning **forniscono nativamente la Feature Importance**. Mostrano quante volte un parametro è stato usato per prendere una decisione nel modello.
- **L'analisi dei gradienti** se si usa una rete neurale si può calcolare la **derivata parziale dell'output rispetto all'input** e, più alto è il gradiente, più il sistema è sensibile a quel parametro.

Metodi implementabile in Pytorch, Scikit-learn e Tensor flow.

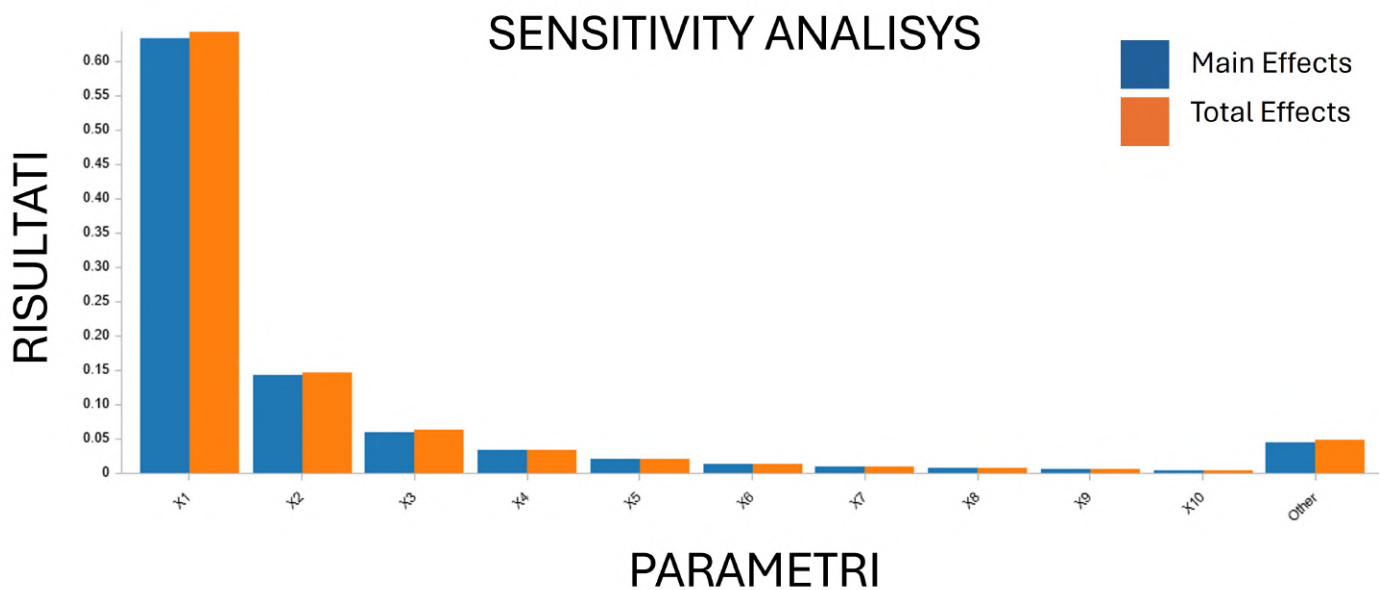


Figura VI.9: *ianalysis in forma grafica*

## VI.5 Algoritmi di ottimizzazione

Ora che si ha un metamodello veloce ed i parametri più influenti, si può far girare un algoritmo di ottimizzazione che interroga il metamodello migliaia di volte al secondo per trovare l'ottimo. Il metamodello riesce a rispondere in pochi millisecondi perchè risolve soltanto un'equazione e non una simulazione pesante. Da queste risposte l'algoritmo riesce a confrontare se il risultato è migliore rispetto alle risposte precedenti e continuare in quella direzione o, al contrario, andare nella direzione opposta.

Esistono vari tipi di algoritmi:

- **Algoritmi Genetici (GA)**

Imitano l'**evoluzione naturale** partendo da una "popolazione" di soluzioni casuali in cui **le migliori "si accoppiano"** e **mutano** trasmettendo i parametri vincenti alle generazioni successive. Sono **algoritmi** molto **robusti** e riescono ad esplorare tutto lo spazio e trovano quasi sempre la vetta più alta, anche se la mappa è complessa piena di ottimi locali.

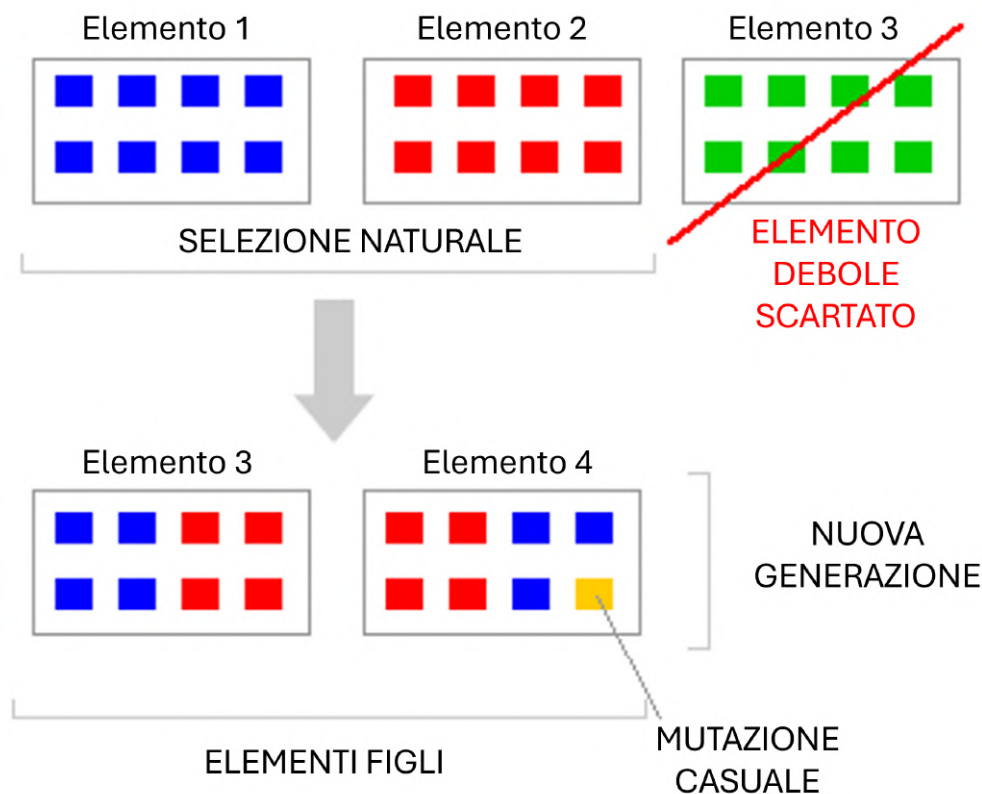


Figura VI.10: *Algoritmi genetici*

- **Particle Swarm Optimization (PSO)**

**Simula il movimento degli stormi.** L'algoritmo popola lo spazio di ricerca con un set di **entità chiamate particelle** in cui ognuna "impara" durante il volo e mantiene in memoria due informazioni cruciali:

- **pbest (Personal Best)**, ovvero la **posizione migliore** raggiunta dalla **singola particella** fino a quel momento.
- **gbest (Global Best)**, ovvero la **posizione migliore** aggiunta **dall'intero sciame** molto efficace per spazi di ricerca ampi.

Ogni particella è definita da dei vettori nel tempo, il **vettore posizione** (soluzione candidata) ed il **vettore velocità** (vettore spostamento per la prossima soluzione). Ad ogni iterazione la velocità viene aggiornata tramite una combinazione lineare di tre componenti:

- **Componente d'inerzia** che rappresenta la tendenza della particella a continuare nella direzione attuale
- **Componente cognitiva** spinge la particella verso il proprio successo personale
- **Componente sociale** spinge la particella verso la posizione migliore del gruppo
- **Il fattore  $R$**  che è un numero casuale tra 0 e 1 che aggiunge **stocasticità** per evitare che lo sciame collassi immediatamente su un unico punto.

Il tutto itera fino a che non arriva a convergenza, ovvero tutte le particelle si radunano in un punto.

Questo metodo è ottimo nel gestire superfici complesse, piene di ottimi locali, e risulta anche meno oneroso dal punto di vista computazionale rispetto agli algoritmi genetici.

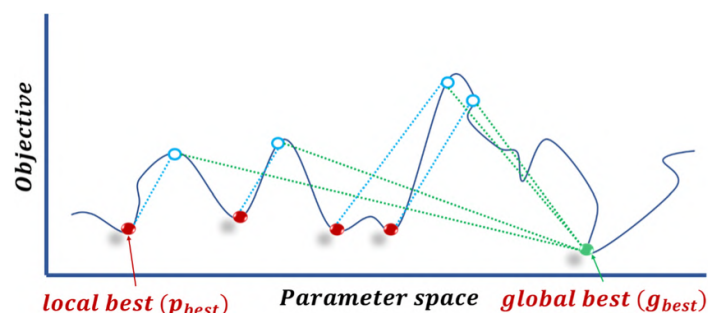


Figura VI.11: *Particle Swarm Optimization (PSO) method*

- **Gradient-Based:**

Algoritmi che usano il metodo del gradiente per trovare i massimi ed i minimi. Sono algoritmi molto veloci che trovano subito il massimo ed il minimo della mappa, ma questi potrebbero essere locali e non costituire l'ottimo assoluto (minimo/massimo assoluto). Funzionano bene in mappe abbastanza 'lisce' e dipendono soprattutto dal punto di partenza dell'algoritmo.

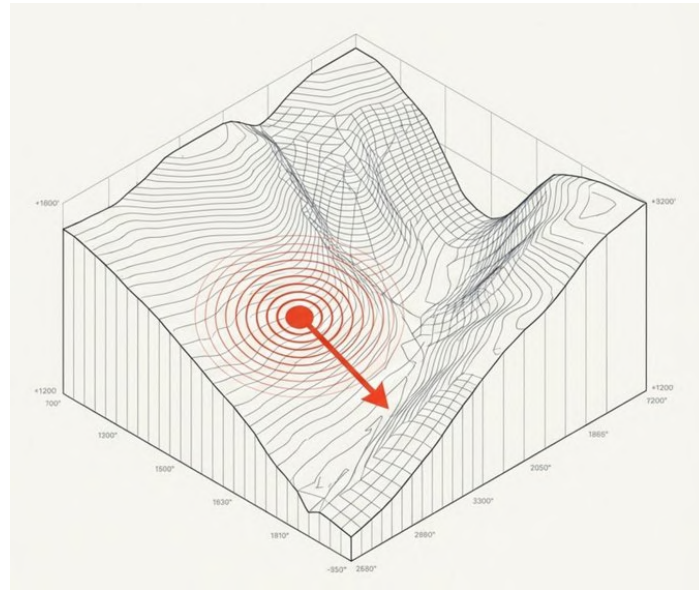


Figura VI.12: Metodo del gradiente

## VI.6 Scelta dell'ottimo e trade-off

L'ultima fase del processo di ottimizzazione parametrica consiste nel 'decision making' da parte dell'utente, ovvero la **selezione del Design Point** tra tutte le analisi effettuate dall'algoritmo sui metamodelli. La scelta finale richiede un'analisi ingegneristica basata sulle specifiche da rispettare e sul trovare il miglior compromesso tra gli obiettivi contrastanti dell'ottimizzazione (es. minimizzare stress e massa).

Gli algoritmi di ottimizzazione riescono ad 'imparare' mentre analizzano i metamodelli riuscendo a **creare** il cosiddetto **Pareto front**, ovvero una serie di soluzioni ottime tra cui l'utente dovrà decidere il design point.

In seguito sono mostrati, in rosso, i design di ottimo che costituiscono il pareto plot.

Si ricorda che in presenza di obiettivi contrastanti non esiste un unico punto di ottimo, ma una serie di design ottimi.

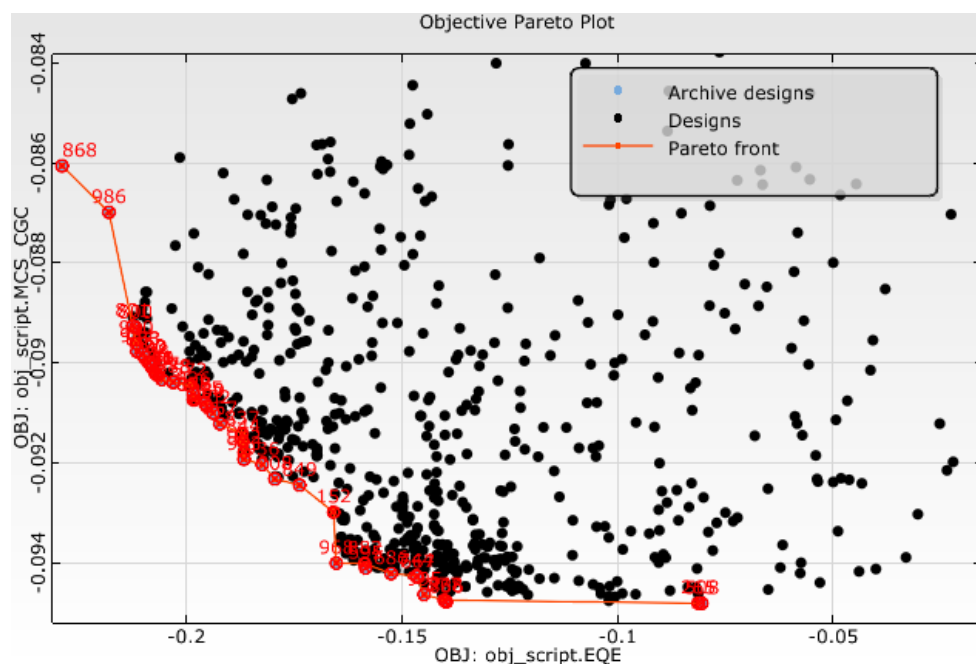


Figura VI.13: Pareto plot

## VII Ottimizzazione parametrica del supporto cuscinetto

### VII.1 Scelta dei parametri

Ora la sfida da affrontare è cercare di togliere materiale superfluo (solitamente zone in cui si hanno stress bassi) ed aggiungerlo strategicamente nelle zone più stressate, cercando di diminuire complessivamente la massa del componente ed i picchi di stress.

Inizialmente si è inspessito la zona in cui il Principal stress è altamente concentrato a causa della presenza del pin utilizzando il comando pull di ansys discovery:

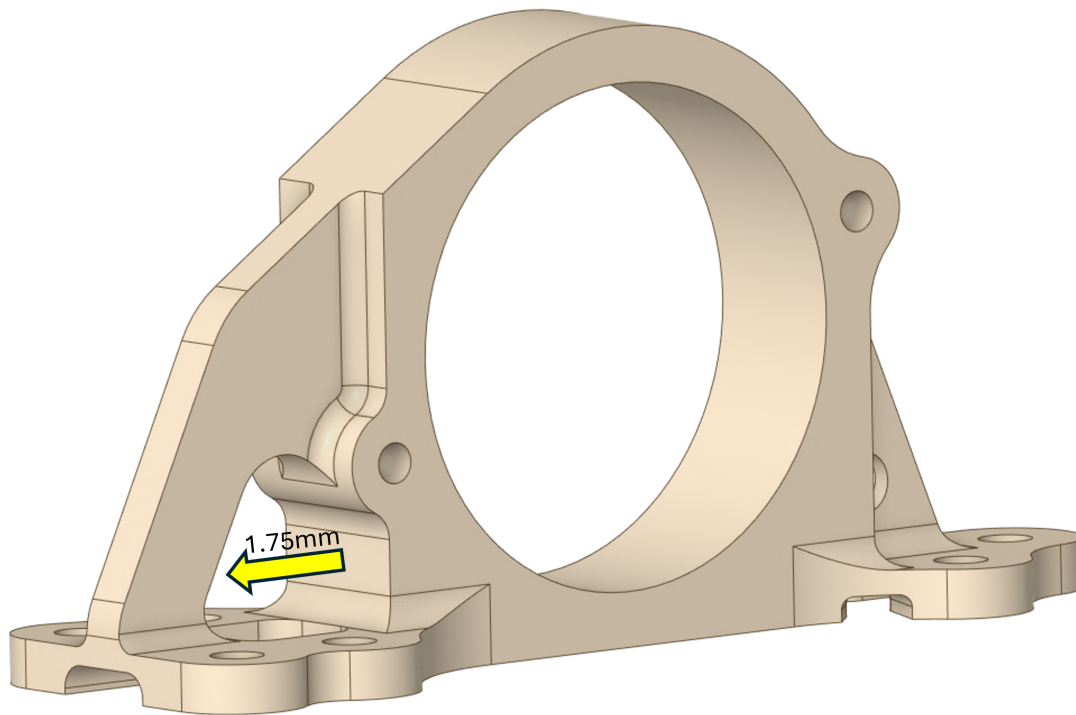


Figura VII.1: *inspessimento della parete per diminuire il Principal stress*

Successivamente ho realizzato degli intagli, attraverso la modalità 'MODEL' di discovery, in zone in cui gli stress erano particolarmente bassi:

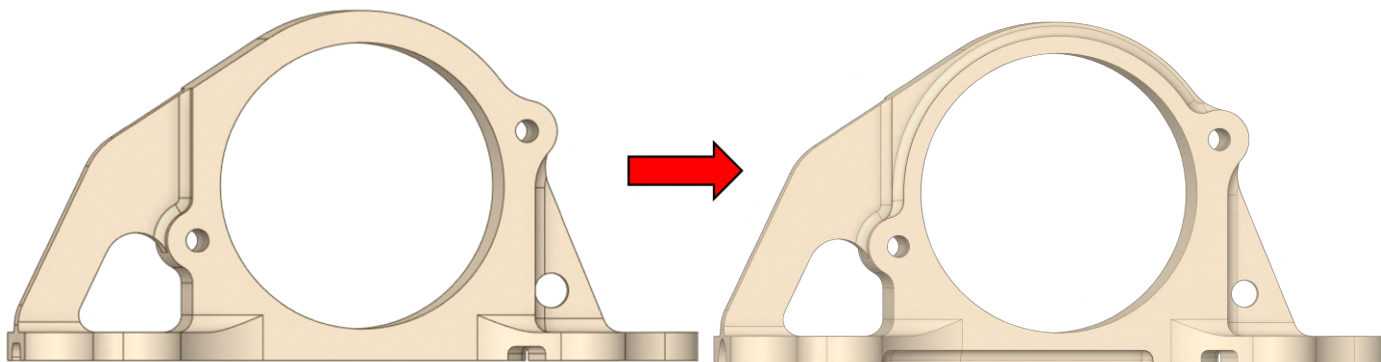


Figura VII.2: *Intaglio superiore*

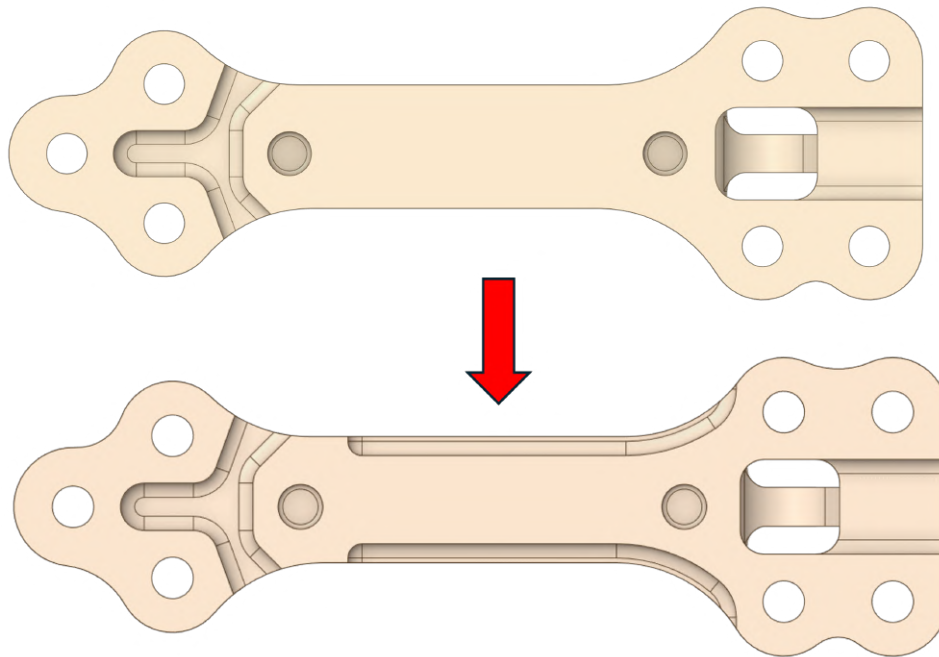


Figura VII.3: *Rib incavate inferiori*

Ho poi confrontato i risultati su discovery di stress, displacement e massa tra la topologica ed il nuovo design con gli intagli:

| <b>RISULTATI DISCOVERY</b> | <b>topologica</b> | <b>topologica con intagli</b> |
|----------------------------|-------------------|-------------------------------|
| Displacement [mm]          | 0.375             | 0.385                         |
| Von Mises stress [MPa]     | 462               | 476                           |
| Principal stress [MPa]     | 223               | 276                           |
| mass[g]                    | 635               | 615                           |

Successivamente, attraverso la modalità explore di ansys discovery, ho parametrizzato le seguenti caratteristiche geometriche del supporto:

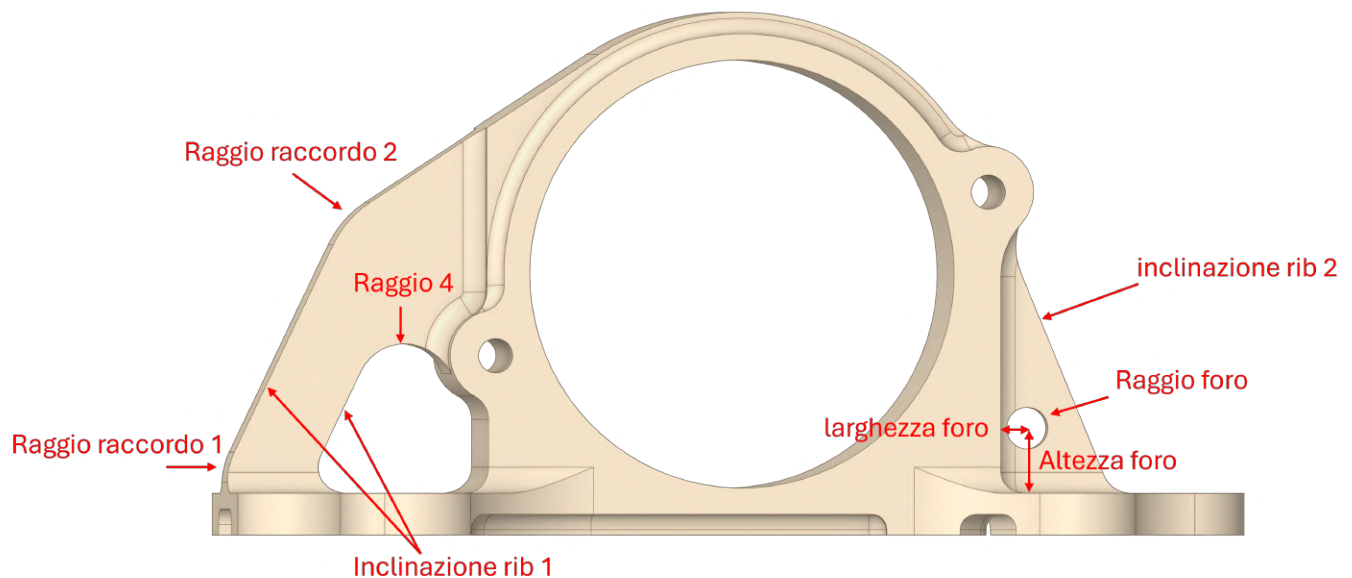


Figura VII.4: *Caratteristiche geometriche parametrizzate*

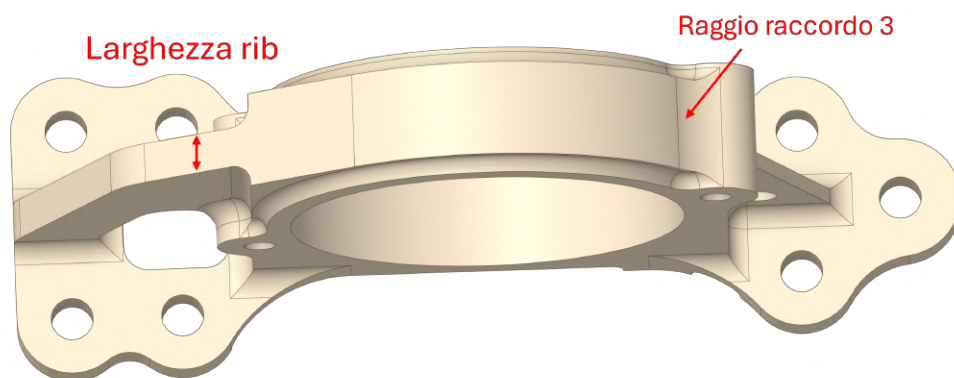


Figura VII.5: *Caratteristiche geometriche parametrizzate*

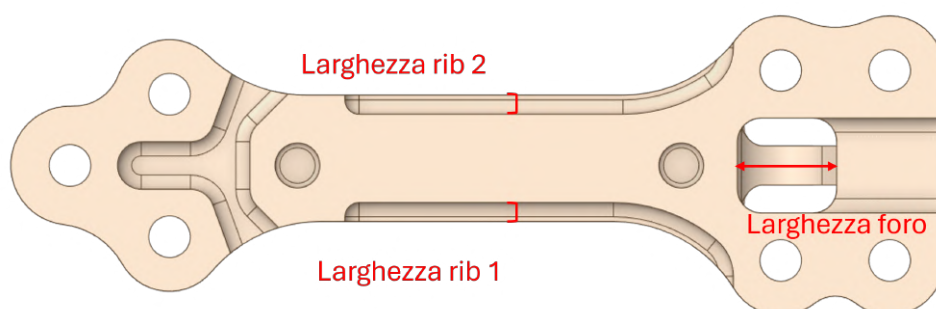


Figura VII.6: *Caratteristiche geometriche parametrizzate*

Una volta scelto i parametri si definiscono i **range di variazione**, ovvero i valori limite entro i quali i parametri possono variare. Nello scegliere il range di variazione bisogna **rispettare i vincoli di design** già citati:

1. vincoli di **interfaccia**
2. vincoli di **funzionalità**
3. vincoli di **manufacturing**

Rispettandoli, si assicura che il nuovo **design parametrizzato** sia **producibile dalle macchine a controllo numerico**.

In basso la tabella che mostra tutti i parametri ed il Loro range di variazione

| PARAMETRO                | RANGE DI VARIAZIONE |
|--------------------------|---------------------|
| Raggio raccordo 1        | 5-20mm              |
| raggio raccordo 2        | 15-90 mm            |
| raggio raccordo 3        | 15-100mm            |
| Raggio 4                 | 6.5-15mm            |
| Inclinazione rib 1       | 55°-65°             |
| Inclinazione rib 2       | 64°-72°             |
| Raggio foro              | 3-5mm               |
| altezza foro             | 9-17mm              |
| larghezza foro           | 5-7mm               |
| larghezza rib            | 4.5-9mm             |
| larghezza rib incavata 1 | 4-5.5mm             |
| larghezza rib incavata 2 | 4-5.5mm             |
| larghezza foro flangia   | 11-21mm             |

## VII.2 Spiegazione del processo di ottimizzazione parametrica eseguito

In seguito è riportato il **processo di fine tuning**, che si è seguito, utilizzando due tool di Ansys: **Discovery e Optislang**. Discovery permette di parametrizzare alcune caratteristiche geometriche del supporto cuscinetto e, **tramite l'algoritmo implementato, hypercube latin sampling**, si possono esplorare in modo efficiente uno spazio di parametri multidimensionale senza dover testare tutte le combinazioni. Il limite della versione utilizzata del software

(2025R2) è che si possono esplorare massimo 100 design per una combinazioni di parametri (limite superato dalla versione 2026R2).

Fatta questa considerazione e **avendo 13 parametri da testare**, si è deciso di **dividere i parametri in più processi di ottimizzazione** diversi, nel nostro caso 4, in cui **i primi 3** effettuati su discovery, **utili** a fare una **sensitivity** per capire i parametri più influenti per i risultati e **l'ultimo** effettuato su **Optislangutile** ad **esplorare un design space sufficientemente grande** per confermare che il **design trovato è l'ottimo assoluto**.

Per i primi 3 processi di ottimizzazione, su discovery, si son svolte 100 simulazioni in cui il software, utilizzando la GPU, ha impiegato un tempo di circa un'ora per completare tutte le simulazioni, **creando sia una tabella**, in cui per ogni design sono indicati i massimi valori di stress, displacement e di massa, **sia** un grafico con **una nuvola di punti** (ogni punto corrisponde ad un design diverso) in cui sia sulle ascisse che sulle ordinate è possibile inserire, o un parametro , o un result (output, es.stress). Questo tipo di grafico è utile per capire, sia quanto un parametro possa influenzare un risultato (es. sulle ascisse si imposta un parametro, sulle ordinate un risultato), sia per scegliere il design che ottimizza due risultati (es. sia sulle ascisse che sulle ordinate si impostano i risultati).

È anche possibile utilizzare l'opzione "**highlight**" inserendo una variabile che permette di **colorare la nuvola di punti con sfumature che vanno dal verde**, se il valore della variabile scelta è basso, **al rosso**, se il valore della variabile scelta è alto.

**La nuova versione di discovery (2026R1) crea** sia le **superfici di risposta** in un grafico tridimensionale in cui, sugli assi, è possibile inserire output ed input e, attraverso queste, riesce a fare una sensitivity dei parametri creando una tabella in cui son presenti i valori percentuali di influenza dei parametri sui risultati. Inoltre nell'ultima colonna è presente la **COP**(Coefficient of Prognosis) che indica, in termini percentuali, **la qualità del metamodello** per quel determinato output.

|                             | raggio raccordo sup | angolo rib ant | raggio foro ant | altezza foro ant | larghezza foro | Total CoP |
|-----------------------------|---------------------|----------------|-----------------|------------------|----------------|-----------|
| Factor of Safety            | 2.5%                | 49.68%         | 36.23%          | 3.71%            | 0%             | 91.31%    |
| Max. Displacement           | 71.69%              | 22.6%          | 5.36%           | 0%               | 0%             | 99.18%    |
| Max. Von Mises Stress       | 2.43%               | 48.24%         | 35.99%          | 3.94%            | 0%             | 91.61%    |
| Max. First Principal Stress | 0%                  | 5.49%          | 29.41%          | 3.86%            | 2.33%          | 38.46%    |
| Mass                        | 78.7%               | 0%             | 17.94%          | 0%               | 0%             | 96.14%    |

Figura VII.7: *Es. di sensitivity creata da Discovery 2026*

### VII.2.1 Prima ottimizzazione parametrica(discovery)

Ora si arriva nel cuore del processo di ottimizzazione parametrica. **La vera difficoltà nell'ottimizzare** un componente è proprio **la scelta dell'ottimo** che, con discovery, è un processo manuale, ovvero l'utente deve essere in grado di scegliere il design che pensa sia l'ottimo in base a ciò che vuole ottimizzare e alle specifiche che deve rispettare. Per ogni processo di ottimizzazione su Discovery parametrica si è seguito questo processo:

- La **prima fase** consiste nel **capire** quali **parametri** si vogliono modificare e decidere il loro range di variazione assicurandosi che per ogni valore, all'interno del range, assunto dai diversi parametri il componente continui ad essere realmente realizzabile.
- La seconda fase è **analizzare la tabella di sensitivity** e capire quali sono i parametri più influenti per i risultati che più interessano all'utente (nel nostro caso Principali stress, Von Mises Stress e massa).
- La **terza fase** è **analizzare le superfici di risposta** ed inserire sulle coordinate più influenti con i risultati che più interessano all'utente per capire quali valori devono assumere i parametri per minimizzare i risultati e **verificare se il nuovo design ottimizzato sia coerente**.
- La **quarta fase** è **analizzare la nuvola di punti** generata da discovery, inserire sulle ascisse e sulle ordinate due risultati che faranno da constraints (nel nostro caso Von Mises stress e principal stress) e nell'opzione 'highlight' ciò che si vuole ottimizzare (nel nostro caso la massa).

#### Prima ottimizzazione parametrica (solo discovery)

**Prima fase:** scelta dei parametri e dei loro range di variazione per il primo processo di ottimizzazione parametrica. In questo primo processo **si è scelto di parametrizzare tutte le caratteristiche geometriche della rib più piccola a destra**, variando il raggio del foro, la sua posizione, l'inclinazione della rib stessa ed il raggio di raccordo della cresta del cuscinetto.

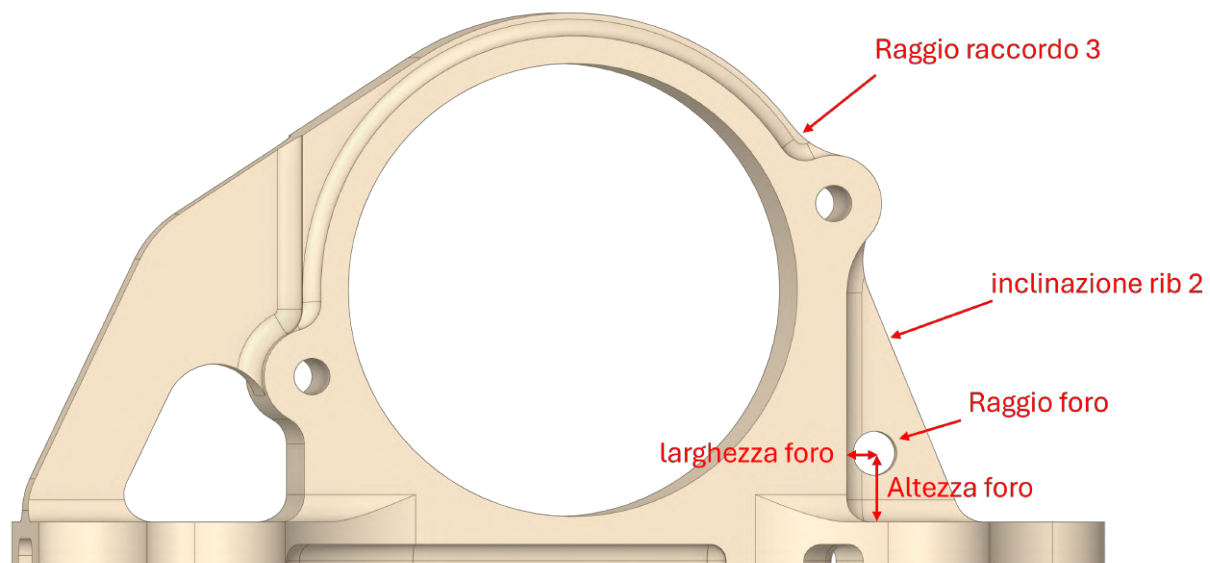


Figura VII.8: *parametri per il primo processo di ottimizzazione parametrica*

| PARAMETRI          | RANGE      |
|--------------------|------------|
| Raggio raccordo 3  | 15mm-100mm |
| Inclinazione rib 2 | 64°-72°    |
| Raggio foro        | 3mm-5mm    |
| Larghezza foro     | 6mm-7mm    |
| Altezza foro       | 9mm-18mm   |

Tabella VII.1: *tabella dei range di variazione dei parametri*

**Seconda fase:** analisi della tabella d'influenza e apprendimento dei parametri più influenti per i risultati.

|                             | raggio raccordo sup | angolo rib ant | raggio foro ant | altezza foro ant | larghezza foro | Total CoP |
|-----------------------------|---------------------|----------------|-----------------|------------------|----------------|-----------|
| Factor of Safety            | 2.5%                | 49.68%         | 36.23%          | 3.71%            | 0%             | 91.31%    |
| Max. Displacement           | 71.69%              | 22.6%          | 5.36%           | 0%               | 0%             | 99.18%    |
| Max. Von Mises Stress       | 2.43%               | 48.24%         | 35.99%          | 3.94%            | 0%             | 91.61%    |
| Max. First Principal Stress | 0%                  | 5.49%          | 29.41%          | 3.86%            | 2.33%          | 38.46%    |
| Mass                        | 78.7%               | 0%             | 17.94%          | 0%               | 0%             | 96.14%    |

Figura VII.9: *tabella di influenza della prima ottimizzazione*

Dalla tabella d'influenza si possono riportare le seguenti affermazioni:

- La **variazione del Von Mises Stress dipende** soprattutto dalla variazione dell'**angolo d'inclinazione della rib** e dal **raggio del foro**
- La **variazione del principal stress è influenzato** maggiormente dalla variazione del **raggio del foro**
- La **variazione della massa è molto piccola**, quindi non importa. Si passa da 608g per la configurazione più leggera a 612g per quella più pesante).
- il **Total COP** è ottimo per tutti i risultati tranne che per il first principal stress perchè è un valore che cambia tanto su tutto il corpo (zone in cui c'è compressione e zone in cui c'è trazione) creando troppa deviazione per catturarne il comportamento in modo accurato.

**Terza fase:** impostazione delle coordinate delle superfici di risposta e apprendimento dei valori dei parametri più influenti che minimizzano gli stress. In questo caso, sia per il Von Mises Stress sia per il Principal stress, i parametri più influenti sono **l'inclinazione della rib** ed il **raggio del foro impostati** rispettivamente **sulle coordinate x ed y**.

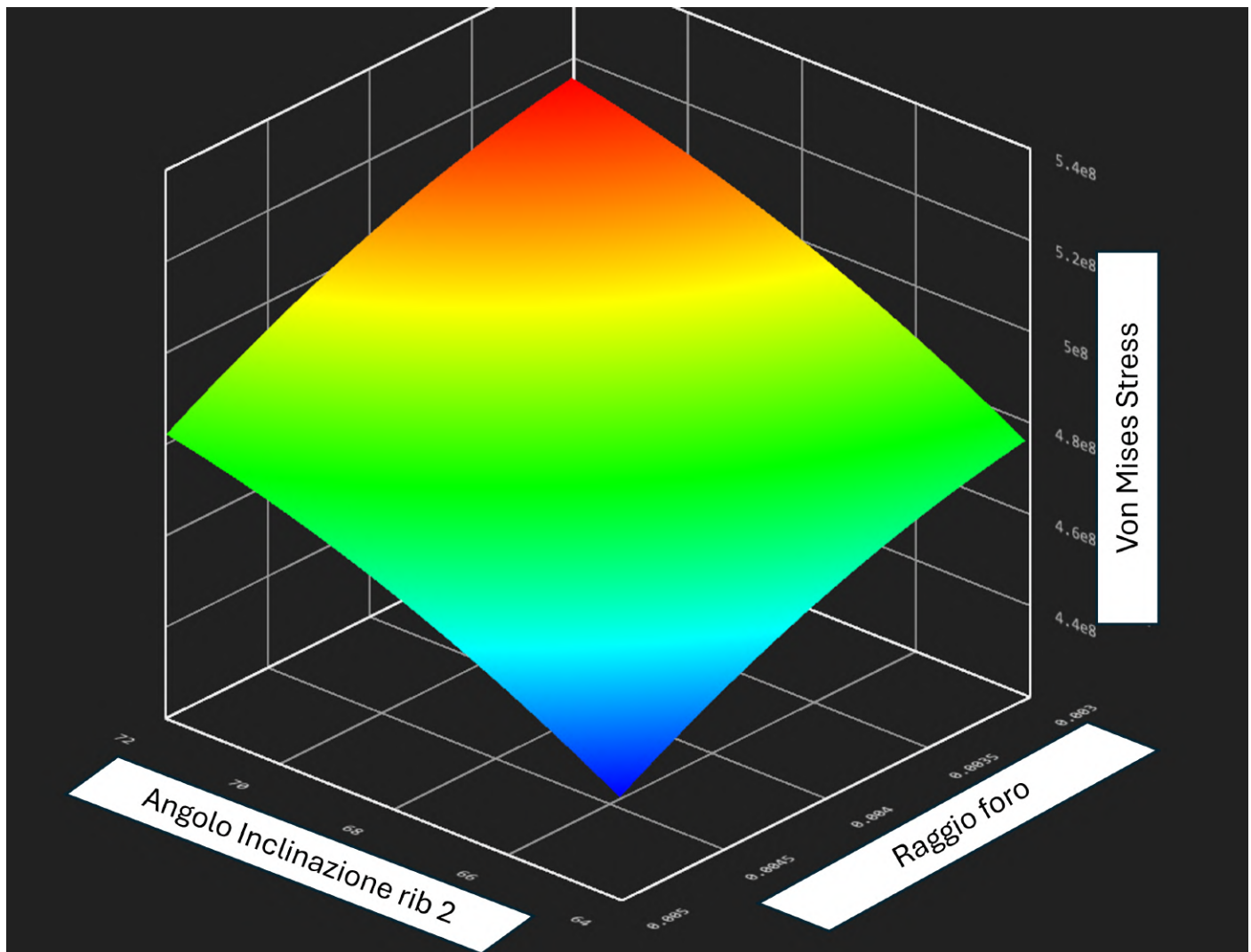


Figura VII.10: *Superficie di risposta per il Von Mises Stress. Prima ottimizzazione*

Dalla superficie di risposta in alto si può notare come il Von Mises Stress raggiunga il minimo con il valore del raggio del foro intorno a 5mm-4.5mm e con l'angolo d'inclinazione della rib intorno ai 64 °-66 °.

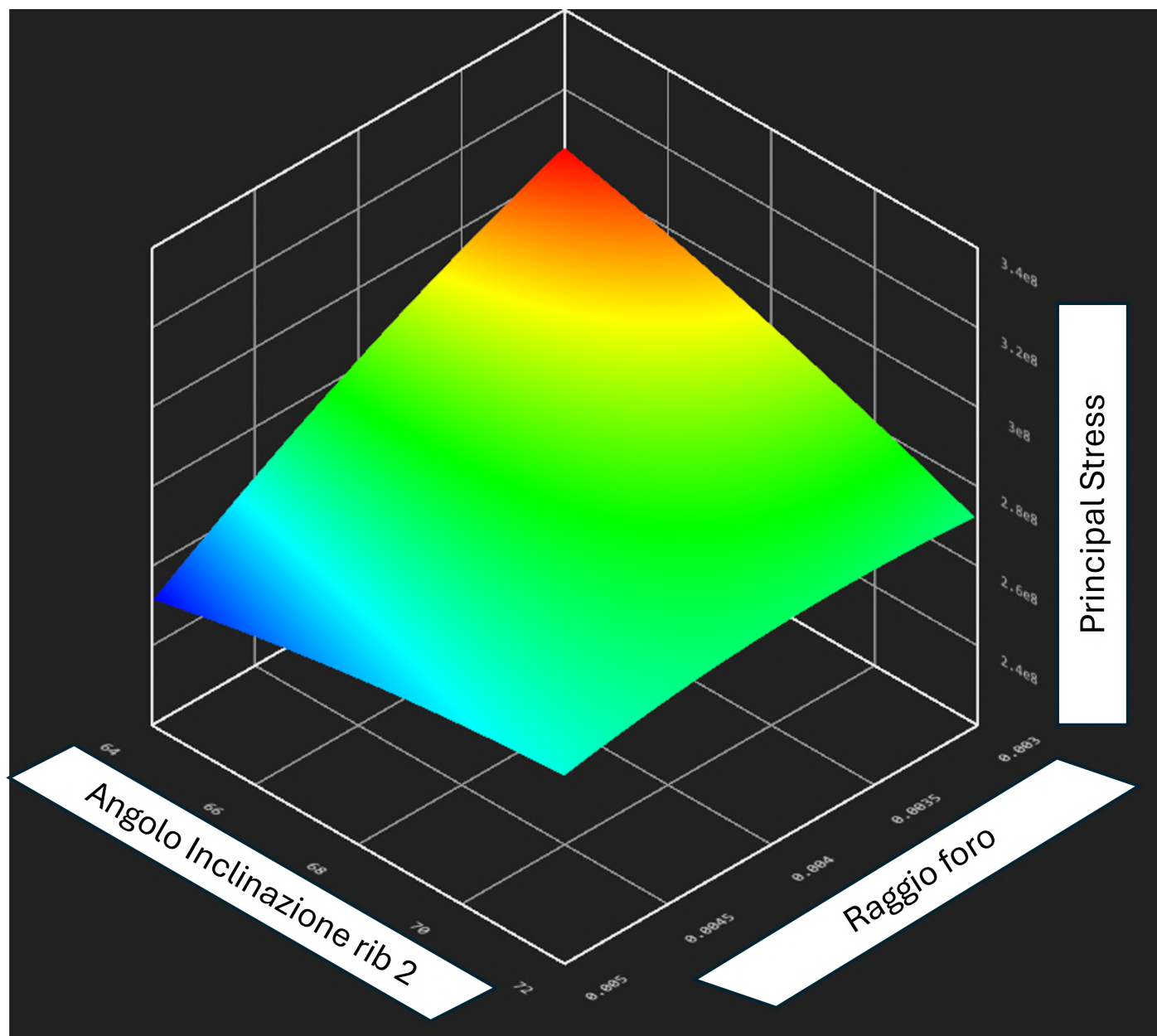


Figura VII.11: Superficie di risposta del Principal Stress. Prima ottimizzazione

Dalla Superficie di risposta in alto, invece, si nota come il minimo del Principal stress (255MPa) si ha con il raggio del foro pari a 5mm ed angolo di inclinazione pari a 64°.

**Quarta fase:** analisi della nuvola di punti e scelta, da parte dell'utente, del design che potrebbe rispecchiare l'ottimo tra tutti.

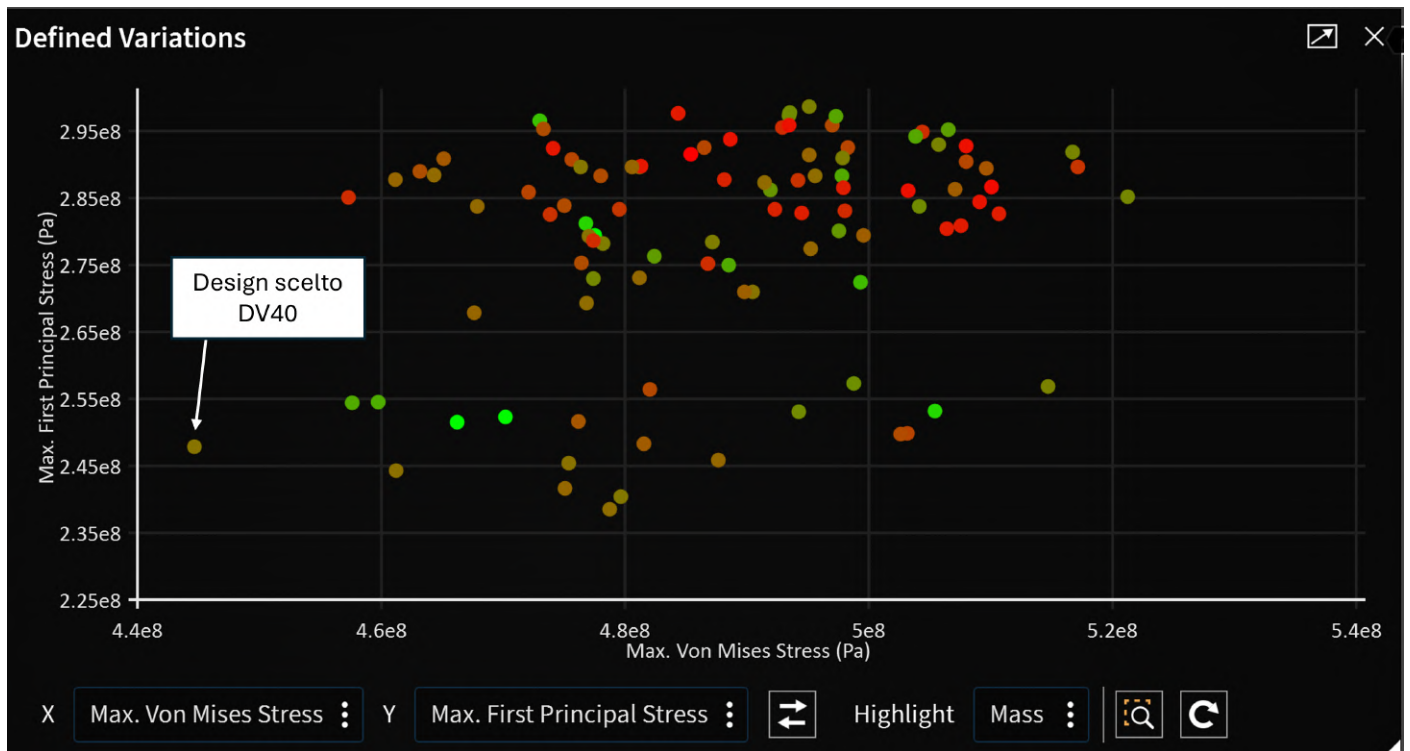


Figura VII.12: Nuvola di punti della prima ottimizzazione

È stato **scelto questo design** perchè ha il **minimo valore di Von Mises**, un **buon Principal stress** e, anche se il pallino è di colore giallo scuro (valore di massa alto), i parametri che son stati scelti non influenzano così tanto la massa, che passa da un minimo di 614g a 619g. In basso è mostrato il confronto geometrico tra il modello della

topologica ed il nuovo design dopo la prima ottimizzazione parametrica.



Figura VII.13: confronto geometrico

La seguente tabella mostra il confronto dei i valori dei parametri tra il design della topologica ed il nuovo design dopo la prima ottimizzazione.

| PARAMETRO          | topologica | 1° ottimizzazione |
|--------------------|------------|-------------------|
| raggio raccordo 3  | 15mm       | 75mm              |
| Inclinazione rib 2 | 67.5°      | 64.3°             |
| Raggio foro        | 5mm        | 4.8mm             |
| altezza foro       | 10.5mm     | 12.74mm           |
| larghezza foro     | 5.3mm      | 6.5mm             |

La **tabella in basso**, invece, mostra il **confronto dei i risultati dell'analisi su discovery** tra il design della topologica ed il nuovo design dopo la prima ottimizzazione. Si nota che la massa aumenta un pò (2g), ma diminuiscono di gran lunga il principal stress, il Von Mises stress ed il displacement.

| RISULTATI DISCOVERY    | topologica+intagli | 1° ottimizzazione |
|------------------------|--------------------|-------------------|
| Displacement [mm]      | 0.385              | 0.371             |
| Von Mises stress [MPa] | 476                | 443               |
| Principal stress [MPa] | 276                | 244               |
| mass[g]                | 615                | 617               |

## VII.2.2 Seconda ottimizzazione parametrica (discovery)

Si passa ora al secondo processo di ottimizzazione parametrica.

**Prima fase:** scelta dei parametri e del loro range di variazione per il secondo processo di ottimizzazione parametrica. Qui si è scelto di parametrizzare **tutte le caratteristiche geometriche della rib più grossa a sinistra** variandone i raggi di raccordo presenti, lo spessore ed il foro della flangia.

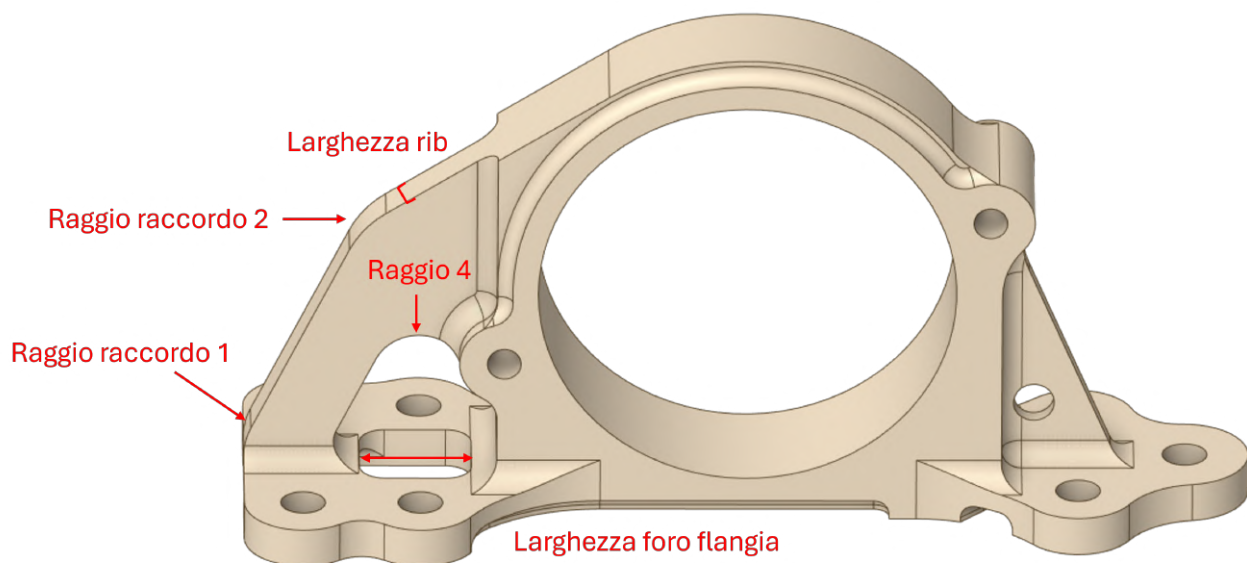


Figura VII.14: *parametri per il secondo processo di ottimizzazione parametrica*

| PARAMETRI              | RANGE      |
|------------------------|------------|
| Larghezza rib          | 5mm-9mm    |
| Raggio raccordo 2      | 15mm-90mm  |
| Raggio 4               | 6.5mm-20mm |
| Raggio raccordo 1      | 5mm-20mm   |
| Larghezza foro flangia | 11mm-21mm  |

Tabella VII.2: Range di variazione dei parametri per il secondo processo di ottimizzazione parametrica

**Seconda fase:** analisi della tabella d'influenza e apprendimento dei parametri più influenti per i risultati.

|                             | raggio 4 | raggio raccordo 1 | raggio raccordo 2 | larghezza rib | larghezza foro flan... | Total CoP |
|-----------------------------|----------|-------------------|-------------------|---------------|------------------------|-----------|
| Factor of Safety            | 0%       | 0%                | 0%                | 86.95%        | 0%                     | 95.79%    |
| Max. Displacement           | 0%       | 0%                | 0%                | 93.42%        | 0%                     | 98.38%    |
| Max. Von Mises Stress       | 0%       | 0%                | 0%                | 88.88%        | 0%                     | 95.75%    |
| Max. First Principal Stress | 2.67%    | 0%                | 0%                | 76.49%        | 1.74%                  | 90.7%     |
| Mass                        | 0%       | 0%                | 0%                | 87.16%        | 6.4%                   | 99.17%    |

Figura VII.15: tabella d'influenza del secondo processo di ottimizzazione

Dalla tabella d'influenza si può notare che tra tutti i parametri scelti in questa ottimizzazione, **il più influente per tutti i risultati** è lo **spessore della rib**. Inoltre la total COP ha delle percentuali ottime, vicine al 100%, il che significa che la tabella d'influenza è accurata per tutti i risultati.

**Terza fase:** impostazione delle coordinate delle superfici di risposta e apprendimento dei valori dei parametri più influenti che minimizzano gli stress. In questo caso, **sia per il Von Mises Stress sia per il Principal stress, il parametro più influente è lo spessore della rib.**

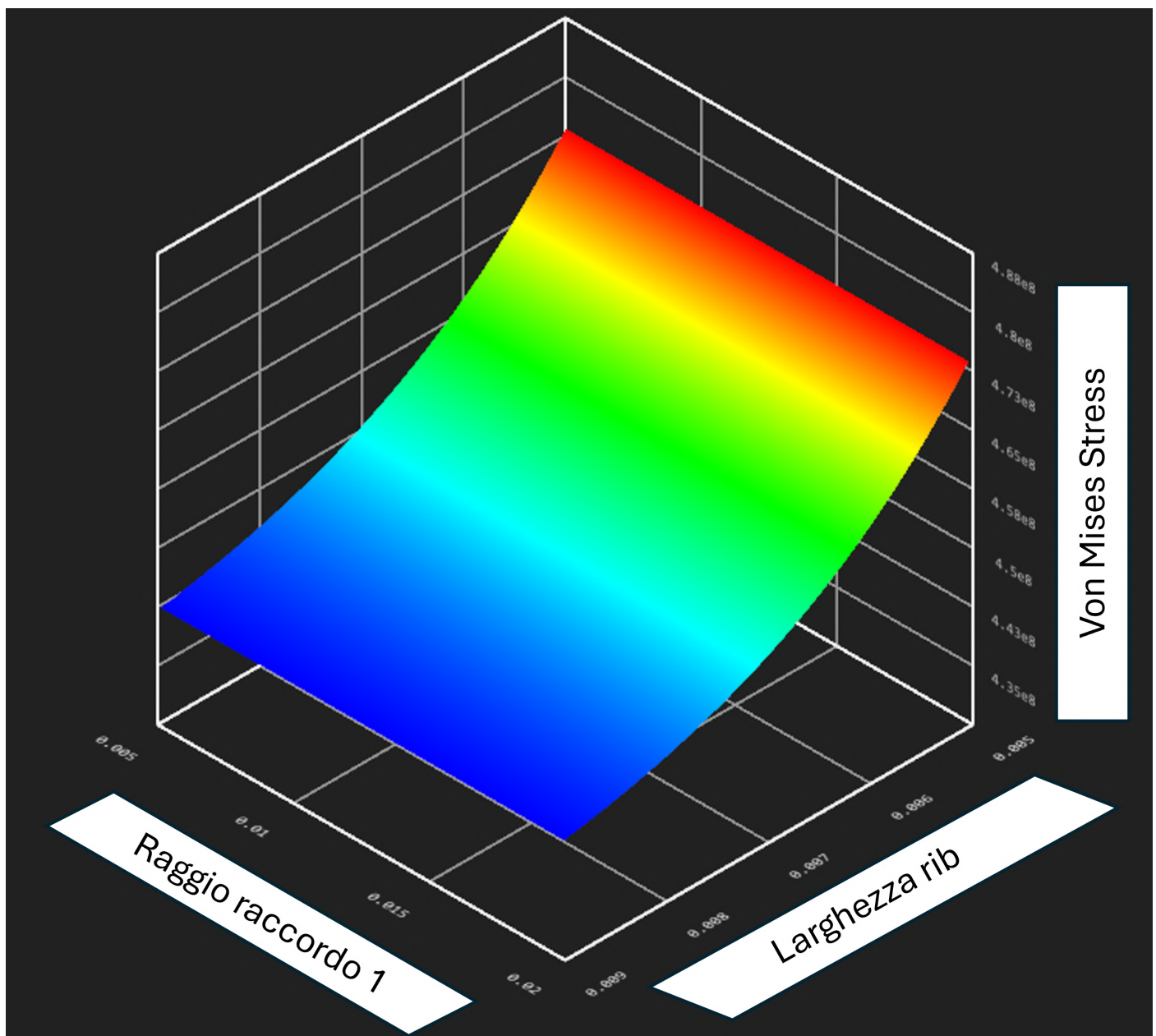


Figura VII.16: Superficie di risposta del Von Mises Stress stress. Seconda ottimizzazione

Dalla tabella d'influenza si è visto che il Von Mises stress aveva una dipendenza soltanto dalla variazione dello spessore della rib (asse x), quindi si è scelto un altro parametro casuale da mettere sull'asse y che comunque non influenza il risultato.

Si nota dalla superficie di risposta del Von Mises Stress che, per minimizzare quest'ultimo, lo spessore della rib deve essere massimo, ovvero 9mm.

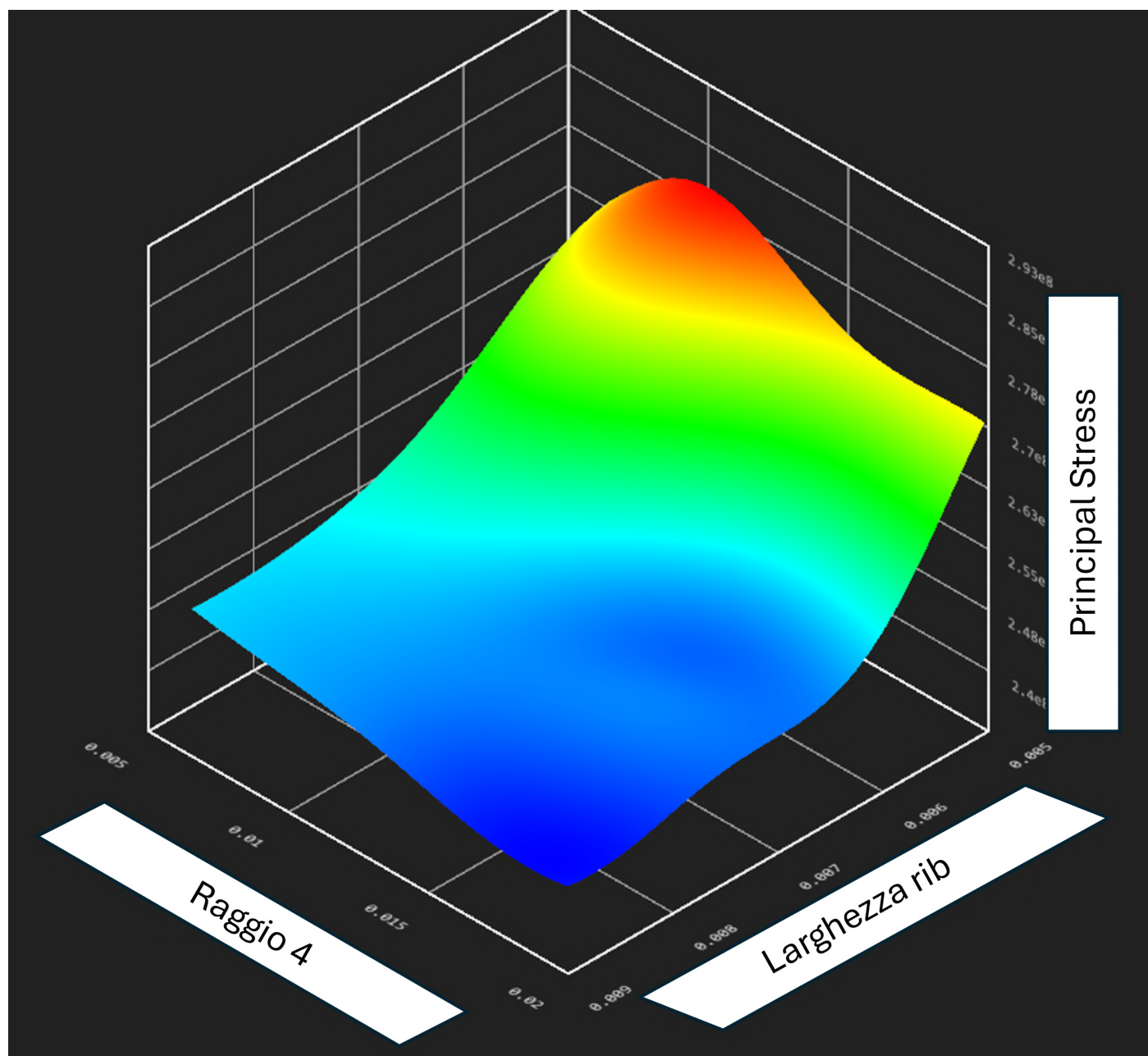


Figura VII.17: *Superficie di risposta del Principal stress. Seconda ottimizzazione*

Analizzando la superficie di risposta del **Principal stress** si nota che il **minimo** si ha con lo **spessore massimo della rib** (9mm) e con il **raggio massimo del foro** (20mm). Questo, però, **andrebbe ad aumentare** di gran lunga il **valore della massa** del componente, quindi dalla nuvola di punti **si deve nel trovare un design che abbia stress accettabili e che sia abbastanza leggero**.

**Quarta fase:** analisi della nuvola di punti e scelta, da parte dell'utente, del design che potrebbe rispecchiare l'ottimo tra tutti.

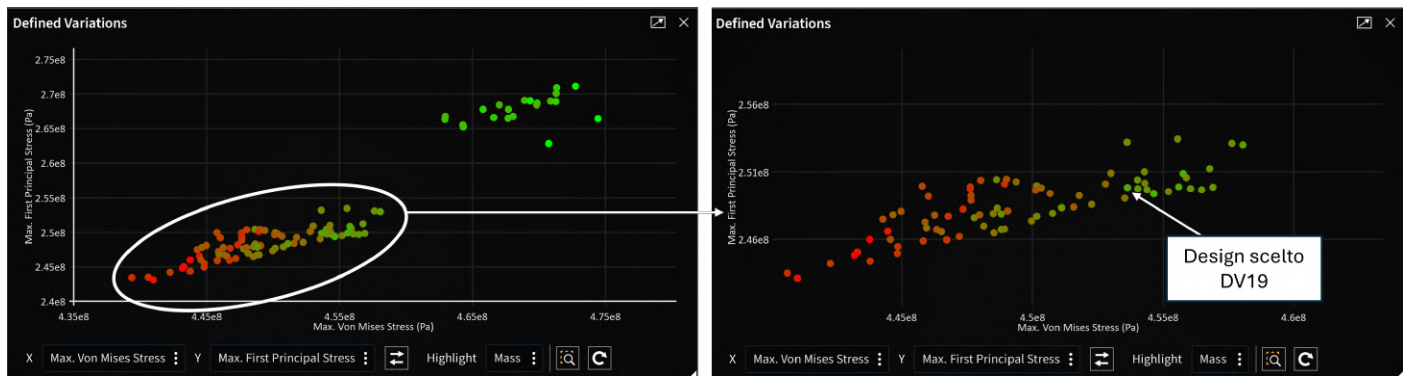


Figura VII.18: Nuvola di punti del secondo processo di ottimizzazione parametrica

Dalla nuvola di punti, in cui sulle ascisse è presente il Von Mises stress e sulle ordinate il principal stress, si nota che i design sono divisi in due gruppi:

- un gruppo di **design** più **pesanti**, ma con **stress minori**
- un gruppo di **design** **leggeri**, ma con **elevati valori di stress**

Il design del secondo processo di ottimizzazione parametrica è stato scelto dal primo gruppo perchè ha valori di stress accettabili pesando anche poco, infatti il puntino scelto è di colore verde chiaro (valore della massa basso).

In basso è mostrato il confronto geometrico tra il modello della topologica ed il nuovo design dopo il secondo processo di ottimizzazione parametrica.

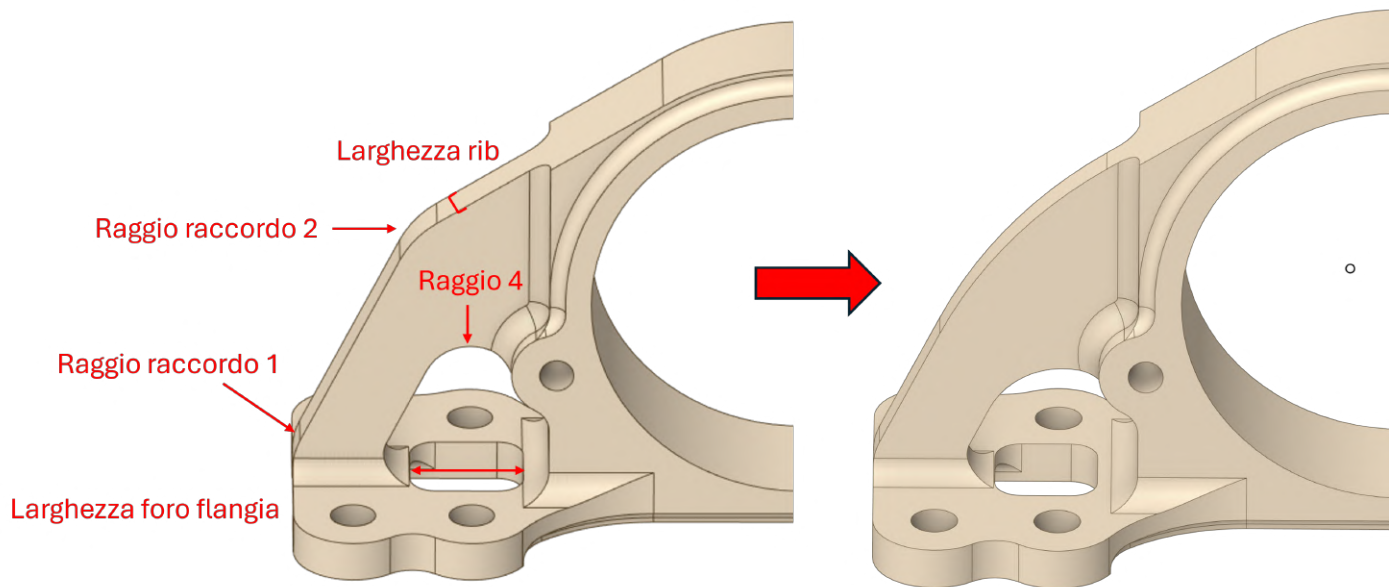


Figura VII.19: Confronto geometrico topologica-seconda ottimizzazione

La seguente tabella mostra il **confronto dei valori dei parametri** tra il design dopo la primo processo di ottimizzazione parametrica con il nuovo design dopo la seconda ottimizzazione parametrica.

| PARAMETRO              | 1° ottimizzazione | 2° ottimizzazione |
|------------------------|-------------------|-------------------|
| larghezza rib          | 8.2mm             | 6.4mm             |
| raggio raccordo 2      | 20mm              | 87.2mm            |
| raggio raccordo 1      | 13.2mm            | 11.2mm            |
| raggio 4               | 9.4mm             | 15.1mm            |
| larghezza foro flangia | 22mm              | 19.3mm            |

La tabella in basso, invece, mostra il **confronto dei risultati dell'analisi su discovery** tra il design della topologica, il design dopo la prima ottimizzazione ed il nuovo design dopo la seconda ottimizzazione.

| RISULTATI DISCOVERY    | topologica+intagli | 1° ottimizzazione | 2° ottimizzazione |
|------------------------|--------------------|-------------------|-------------------|
| Displacement [mm]      | 0.385              | 0.371             | 0.383             |
| Von Mises stress [MPa] | 476                | 443               | 452               |
| Principal stress [MPa] | 276                | 244               | 246               |
| mass[g]                | 615                | 617               | 607               |

### VII.2.3 Terza ottimizzazione parametrica (discovery)

Si passa ora al terzo processo di ottimizzazione parametrica.

**Prima fase:** scelta dei parametri e del loro range di variazione per il terzo processo di ottimizzazione parametrica. Qui si son dovuti **parametrizzare le caratteristiche geometriche restanti** tra cui l'inclinazione della rib a sinistra e la profondità delle rib incavate nella parte inferiore della flangia. Inoltre, vedendo i risultati precedenti in cui **lo spessore della rib** era il parametro più influente, si è **deciso di riparametrizzarlo**.

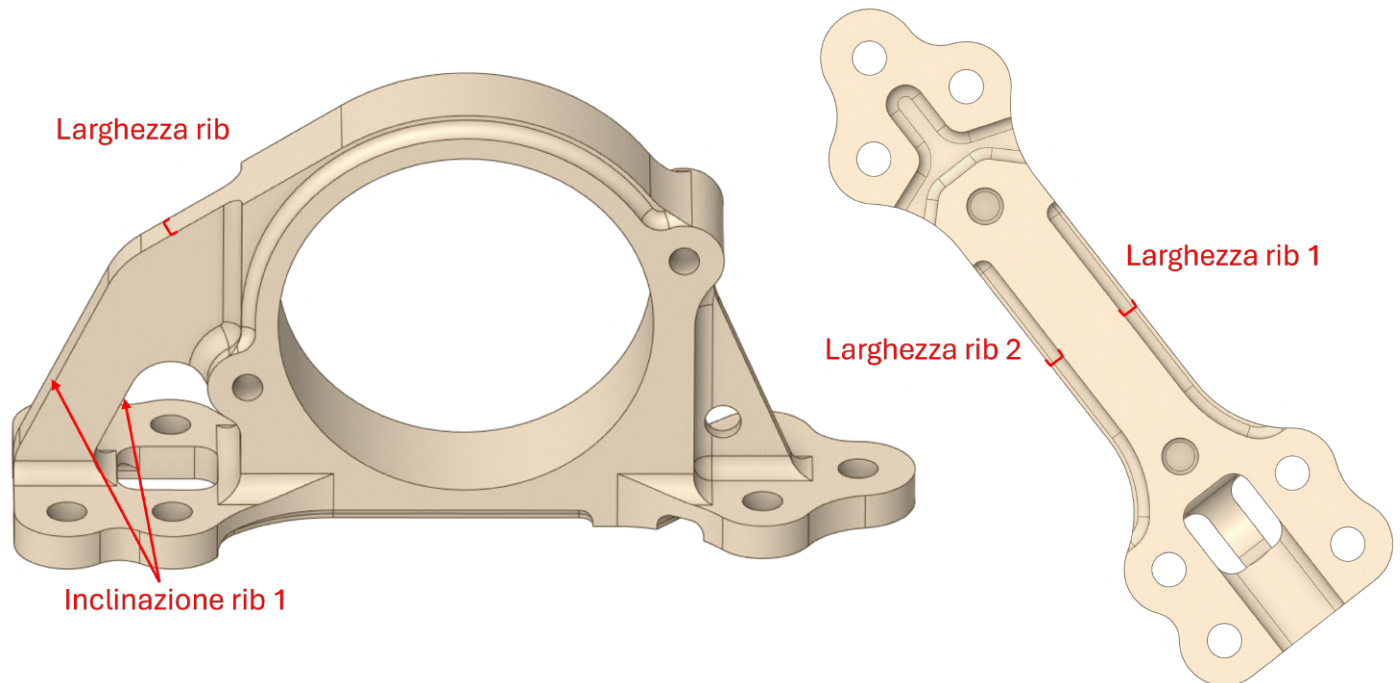


Figura VII.20: parametri per il terzo processo di ottimizzazione parametrica

| PARAMETRI          | RANGE     |
|--------------------|-----------|
| larghezza rib      | 5mm-9mm   |
| inclinazione rib 1 | 55°-65°   |
| larghezza rib 1    | 4mm-5.5mm |
| larghezza rib 2    | 4mm-5.5mm |

Tabella VII.3: Range di variazione dei parametri per il terzo processo di ottimizzazione parametrica

**Seconda fase:** analisi della tabella d'influenza e apprendimento dei parametri più influenti per i risultati.

|                             | angolo rib post | larghezza rib | rib 1 | rib 2  | Total CoP |
|-----------------------------|-----------------|---------------|-------|--------|-----------|
| Factor of Safety            | 8.92%           | 82.5%         | 0%    | 3.93%  | 95.98%    |
| Max. Displacement           | 11.98%          | 84.55%        | 0%    | 0%     | 97.73%    |
| Max. Von Mises Stress       | 8.2%            | 81.3%         | 0%    | 3.96%  | 95.95%    |
| Max. First Principal Stress | 8.05%           | 71.33%        | 0%    | 14.08% | 89.58%    |
| Mass                        | 3.28%           | 94.54%        | 0%    | 0%     | 98.34%    |

Figura VII.21: tabella d'influenza terza ottimizzazione

Anche qui, come nella seconda ottimizzazione, **il parametro più influente** sulla variazione dei risultati è sempre **lo spessore della rib** anche se, in questo caso e **con meno impatto**, entrano in **gioco** anche **altri parametri**:

- **La variazione dell'angolo della rib** influenza per il 12% il displacement, e per l'8% il Von Mises ed il principal stress

- **La variazione di profondità di una rib** (la rib 2) incavata nella parte inferiore della flangia influenza per il 14% il Principal stress

**Terza fase:** impostazione delle coordinate delle superfici di risposta e apprendimento dei valori dei parametri più influenti che minimizzano gli stress.

In questo caso per la **superficie di risposta del Von Mises Stress** si son impostate sulle coordinate x ed y rispettivamente l'**angolo** e lo **spessore della rib**.

Per la superficie di risposta del principal stress, invece, sulla **coordinata x** si è impostato lo **spessore della rib**, sulla **coordinata y**, la **profondità della rib incavata**(rib 2).

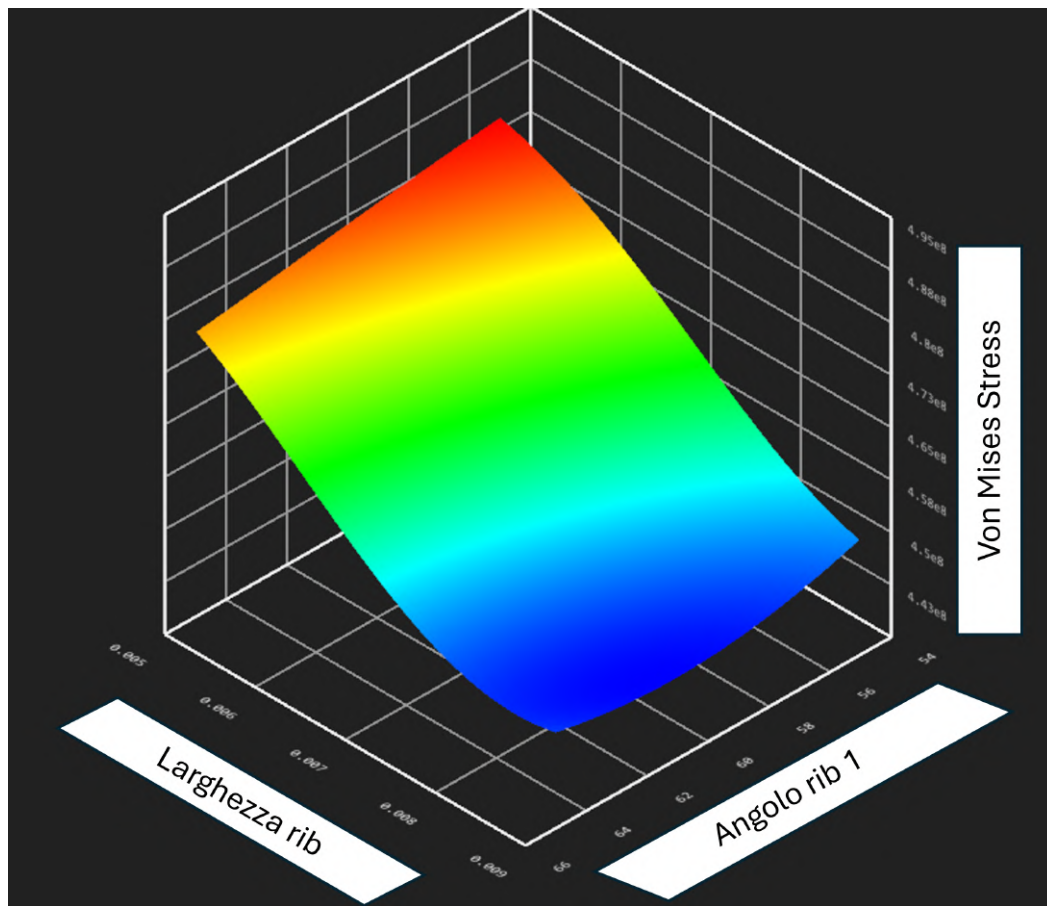


Figura VII.22: *Superficie di risposta del Von Mises stress. Terza ottimizzazione*

Dalla superficie di risposta del Von Mises stress è chiaro che per ottenere il minimo bisogna avere l'angolo della rib intorno ai 65 ° e lo spessore della rib max, 9mm.

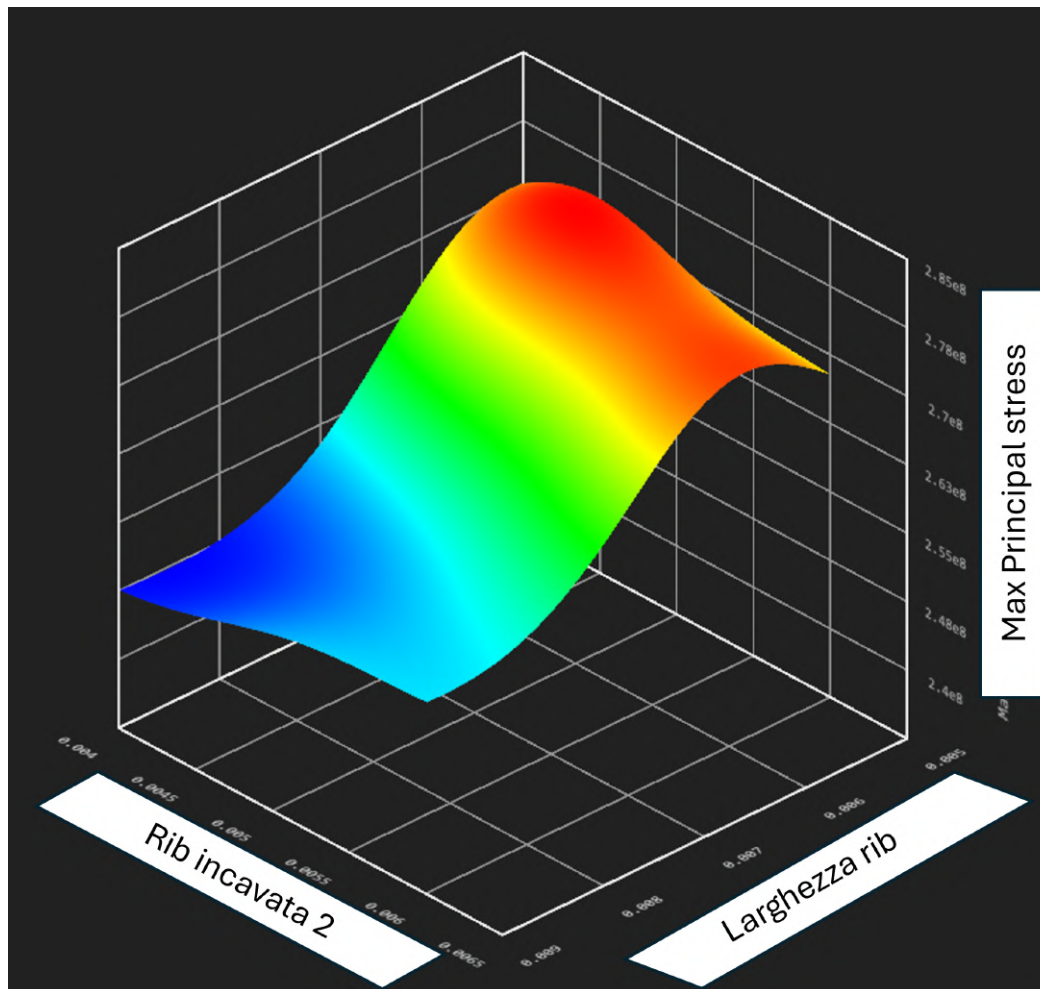


Figura VII.23: *Superficie di risposta del Principal stress. Terza ottimizzazione*

Dalla superficie di risposta del Principal stress, il minimo si ottiene con il valore max della rib, 9mm, e con la minor profondità della rib incavata, 4mm.

**Quarta fase:** analisi della nuvola di punti e scelta, da parte dell'utente, del design che potrebbe rispecchiare l'ottimo tra tutti.

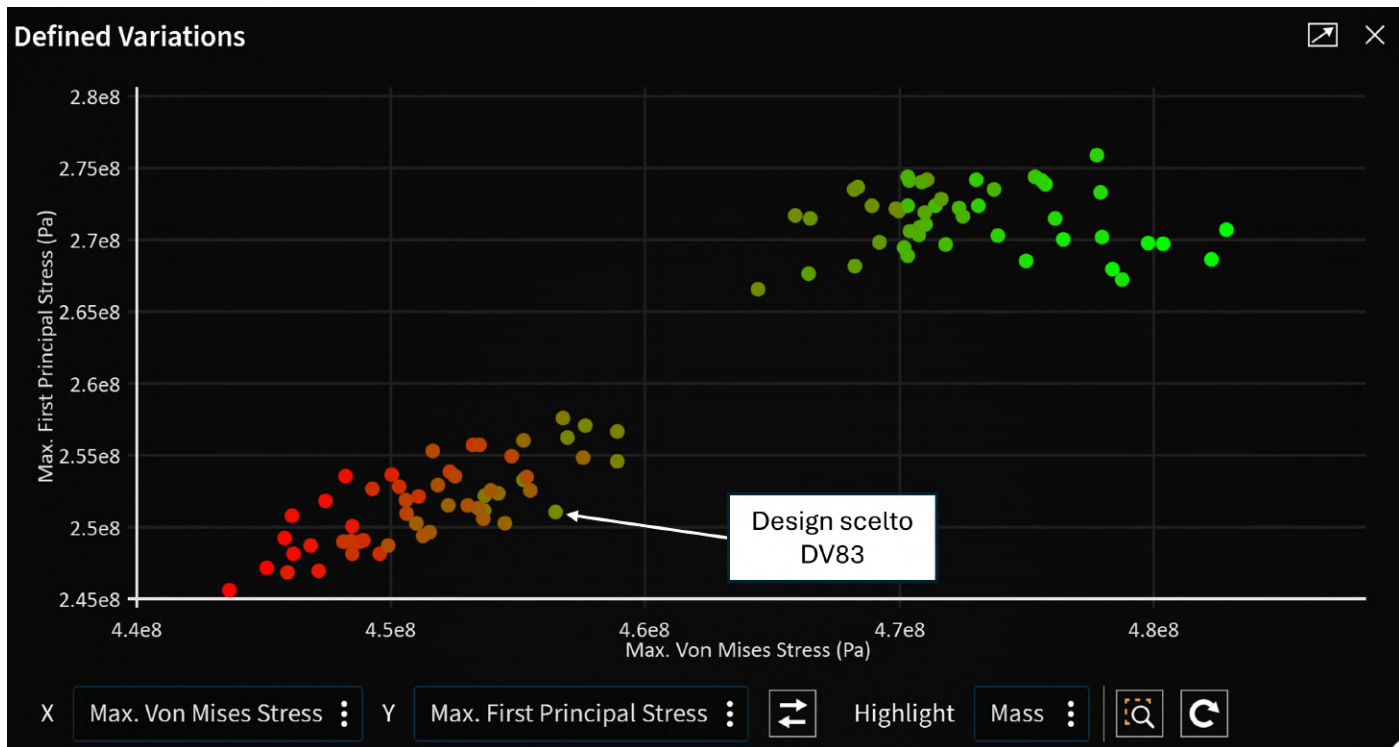


Figura VII.24: Design scelto nella nuvola di punti della terza ottimizzazione parametrica

Anche qui i design sembrano divisi in due gruppi, design più pesanti, ma con meno stress e design più leggeri che vedono alti valori di stress. È stato scelto un design che ha dei valori di stress accettabili ed un valore della massa medio (pallino verde scuro).

In basso è mostrato il confronto geometrico tra il modello della topologica ed il nuovo design dopo il secondo processo di ottimizzazione parametrica.

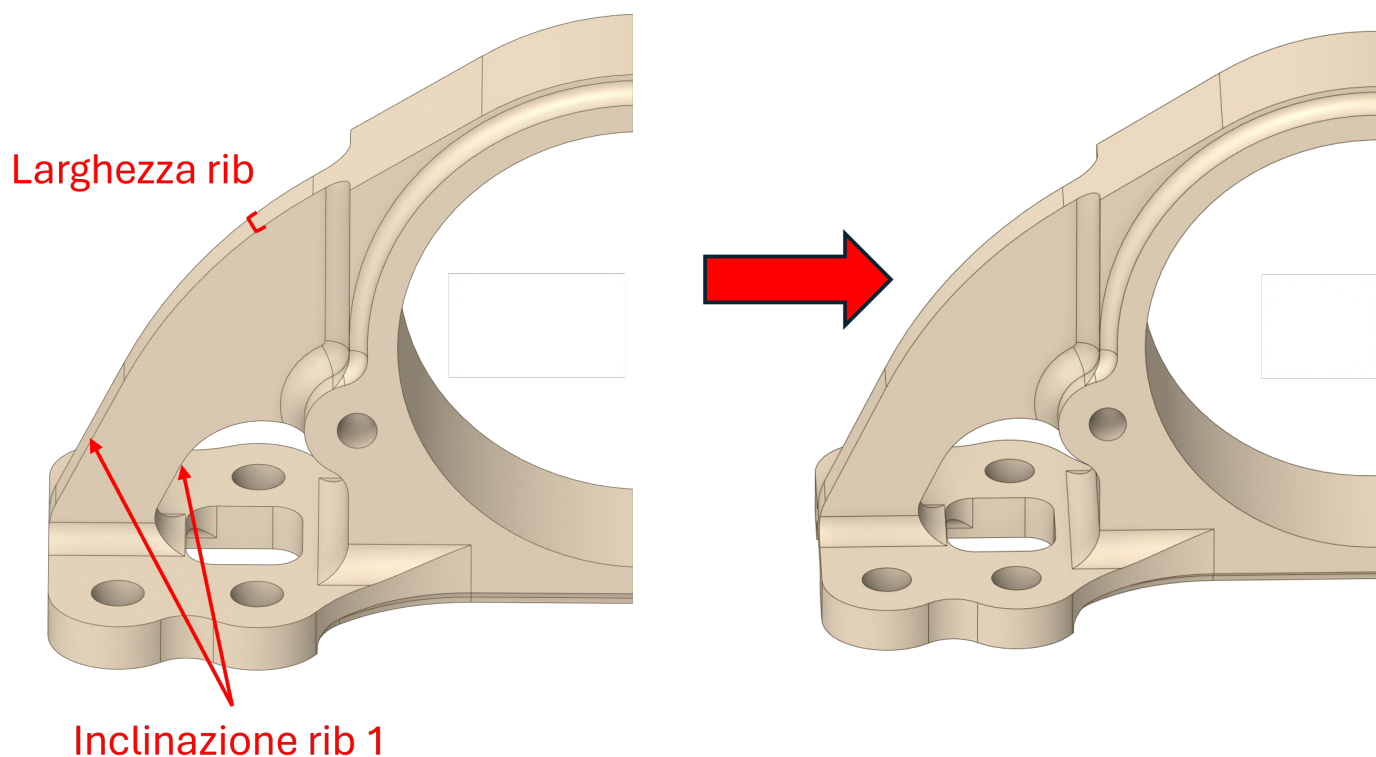


Figura VII.25: confronto geometrico tra il risultato della second ottimizzazione con il risultato della terza ottimizzazione

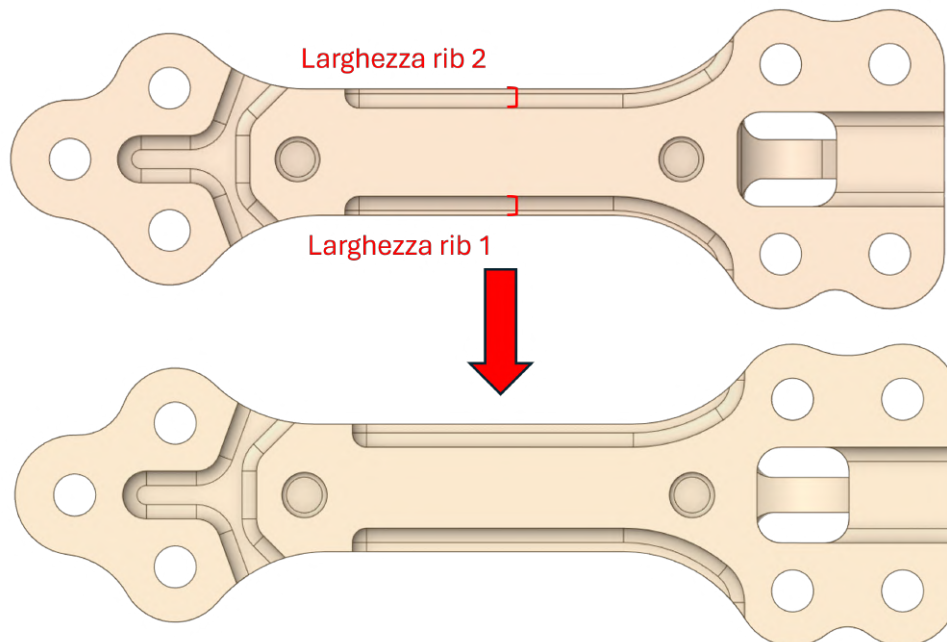


Figura VII.26: confronto geometrico tra il risultato della seconda ottimizzazione con il risultato della terza ottimizzazione

La seguente tabella mostra il confronto dei valori dei parametri tra il design dopo il secondo processo di ottimizzazione parametrica con il nuovo design dopo la terza ottimizzazione parametrica.

| PARAMETRO          | 2° ottimizzazione | 3° ottimizzazione |
|--------------------|-------------------|-------------------|
| larghezza rib      | 6.38mm            | 6.6 mm            |
| Inclinazione rib 1 | 64.3°             | 62°               |
| larghezza rib 1    | 4mm               | 5.34mm            |
| larghezza rib 2    | 4mm               | 4.12mm            |

La tabella in basso, invece, mostra il confronto dei risultati dell'analisi su discovery tra il design della topologica, il design dopo la prima ottimizzazione, il nuovo design dopo la seconda ottimizzazione ed il design dopo la terza ottimizzazione.

| Risultati discovery    | topologica+intagli | 1° ottimizzazione | 2° ottimizzazione | 3° ottimizzazione |
|------------------------|--------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Displacement [mm]      | 0.385              | 0.371             | 0.383             | 0.385             |
| Von Mises stress [MPa] | 476                | 443               | 452               | 455               |
| Principal stress [MPa] | 276                | 244               | 246               | 247               |
| mass[g]                | 615                | 617               | 607               | 606               |

#### VII.2.4 Quarta e ultima ottimizzazione su Optislang (scelta dell'ottimo)

Anche in Optislang si è seguito un processo ben preciso per ricavare la soluzione ottima:



Figura VII.27: Processo seguito in Optislang

##### 1) Scelta dei parametri

Dalle precedenti ottimizzazioni, si è fatta una sensitivity dei parametri, ovvero si è capito, grazie alle tabelle d'influenza generate da discovery 2026R1, quali parametri fossero più impattanti per le variazioni degli output. Di conseguenza quest'ultimi sono stati utilizzati per l'ultima ottimizzazione parametrica all'interno dell'ottimizzatore di Ansys, Optislang.

In basso sono mostrati in forma grafica e tabellare i parametri scelti ed il loro range di variazione

| PARAMETRO                  | RANGE     |
|----------------------------|-----------|
| Larghezza rib              | 6mm-9mm   |
| Inclinazione rib 1         | 55°-65°   |
| Inclinazione rib 2         | 64°-72°   |
| Raggio foro                | 3mm-5mm   |
| Larghezza rib 1 (incavata) | 4mm-5.5mm |
| Larghezza rib 2 (incavata) | 4mm-5.5mm |

Tabella VII.4: Caption

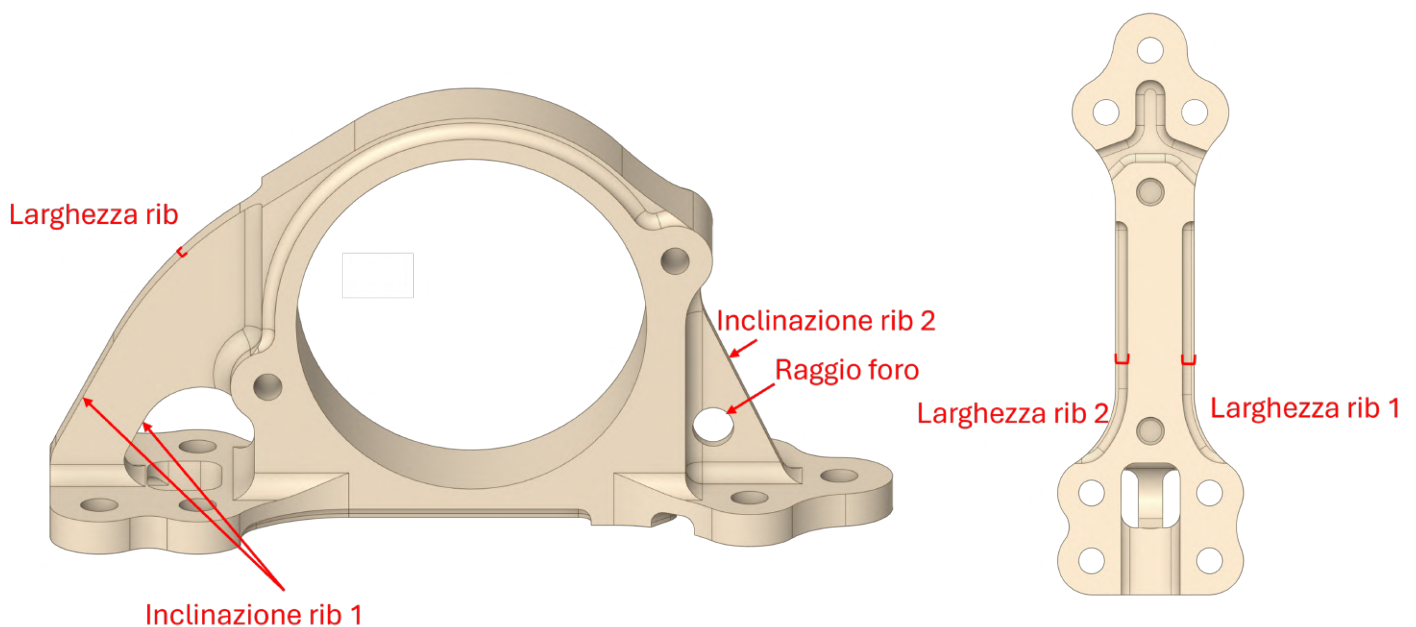


Figura VII.28: Parametri scelti per il quarto processo di ottimizzazione

A questo punto, tramite la versione di Discovery 2026R1, si passa il modello all'ottimizzatore Optislang che riesce ad esplorare uno spazio di design molto più grande in pochissimo tempo attraverso un metamodello, ovvero una funzione matematica, che emula il vero modello.

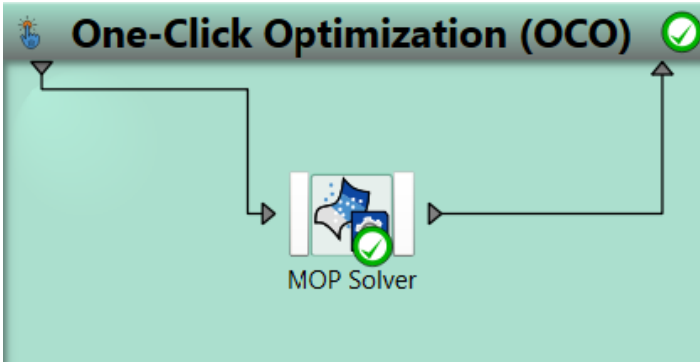


Figura VII.29: *Passaggio dal modello di Discovery ad un metamodello di Optislang*

In questo **passaggio da Discovery ad Optislang**, il software internamente utilizza il **MOP Solver** (Metamodel of Optimal Prognosis) che permette **il passaggio dal modello fisico** di discovery, che necessita di secondi/minuti per svolgere la singola simulazione, **ad un metamodello** che **può eseguire la singola analisi** in frazioni di secondo, nel mentre, **'impara' il comportamento del sistema** permettendo all'utente di esplorare in modo intelligente un design space sufficientemente grande.

Il **MOP solver**, inoltre, **mette in competizione diversi algoritmi** riuscendo a trovare quale meglio predice i risultati per quel specifico caso e identifica e **rimuove automaticamente i parametri che non influenzano il risultato** (o lo influenzano poco) riducendo, in questo modo, la complessità del sistema.

Nella figura in basso sono mostrati i parametri scelti ed i range di variazione scelti in discovery dalla schermata di Optislang.

| Parameter     |                        |                |                 |                          |                |            |       |     |            |
|---------------|------------------------|----------------|-----------------|--------------------------|----------------|------------|-------|-----|------------|
| Start designs |                        | Criteria       | Settings        | Other                    | Result designs |            |       |     |            |
|               | Name                   | Parameter type | Reference value | Constant                 | Value type     | Resolution | Range |     | Range plot |
| 1             | Input1.angolo_rib_post | Optimization   | 0               | <input type="checkbox"/> | REAL           | Continuous | 55    | 65  |            |
| 2             | Input2.larghezza_rib   | Optimization   | 0               | <input type="checkbox"/> | REAL           | Continuous | 6     | 9   |            |
| 3             | Input3.rib_incavata_1  | Optimization   | 0               | <input type="checkbox"/> | REAL           | Continuous | 4     | 5.5 |            |
| 4             | Input4.rib_incavata_2  | Optimization   | 0               | <input type="checkbox"/> | REAL           | Continuous | 4     | 5.5 |            |
| 5             | Input5.angolo_rib_2    | Optimization   | 0               | <input type="checkbox"/> | REAL           | Continuous | 64    | 72  |            |
| 6             | Input6.raggio_foro     | Optimization   | 0               | <input type="checkbox"/> | REAL           | Continuous | 3     | 5   |            |

Figura VII.30: *parametri e range di variazione da Optislang*

## 2) Impostazione degli Obiettivi e constraints dell'ottimizzazione

Ora dalla sezione in alto chiamata 'criteria' bisogna impostare obiettivi e vincoli dell'ottimizzazione

| Name                                                                                                                    | Type       | Expression                     | Criterion | Limit    | Evaluated expression        |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|--------------------------------|-----------|----------|-----------------------------|
|  obj_Mass__kg_                         | Objective  | Mass__kg_                      | MIN       |          | 0.6013                      |
|  obj_Max_Von_Mises_Stress_Pa_          | Objective  | Max_Von_Mises_Stress_Pa_       | MIN       |          | 4.5649e+08                  |
|  constr_Max_First_Principal_Stress_Pa_ | Constraint | Max_First_Principal_Stress_Pa_ | $\leq$    | 2.7e08   | 2.51036e+08 $\leq$ 2.7e+08  |
|  constr_Max_Displacement_m_            | Constraint | Max_Displacement_m_            | $\leq$    | 0.000385 | 0.000385849 $\leq$ 0.000385 |

Figura VII.31: Impostazione di obiettivi e vincoli dell'ottimizzazione

In questo caso le prime due righe mostrano gli obiettivi, ovvero:

- **minimizzare la massa**
- **minimizzare il Von Mises stress**

Le ultime due righe mostrano i constraints:

- Max first principal stress non deve superare 270 MPa
- Max displacement non deve superare i 385mm.

### 3) Analisi dei risultati e decision making

A questo punto bisogna inserire il numero delle simulazioni che si vogliono analizzare, nel nostro caso si son analizzate 500 simulazioni del metamodello.

Optislang ha impiegato all'incirca 5 minuti per ricavare i risultati creandomi il seguente grafico

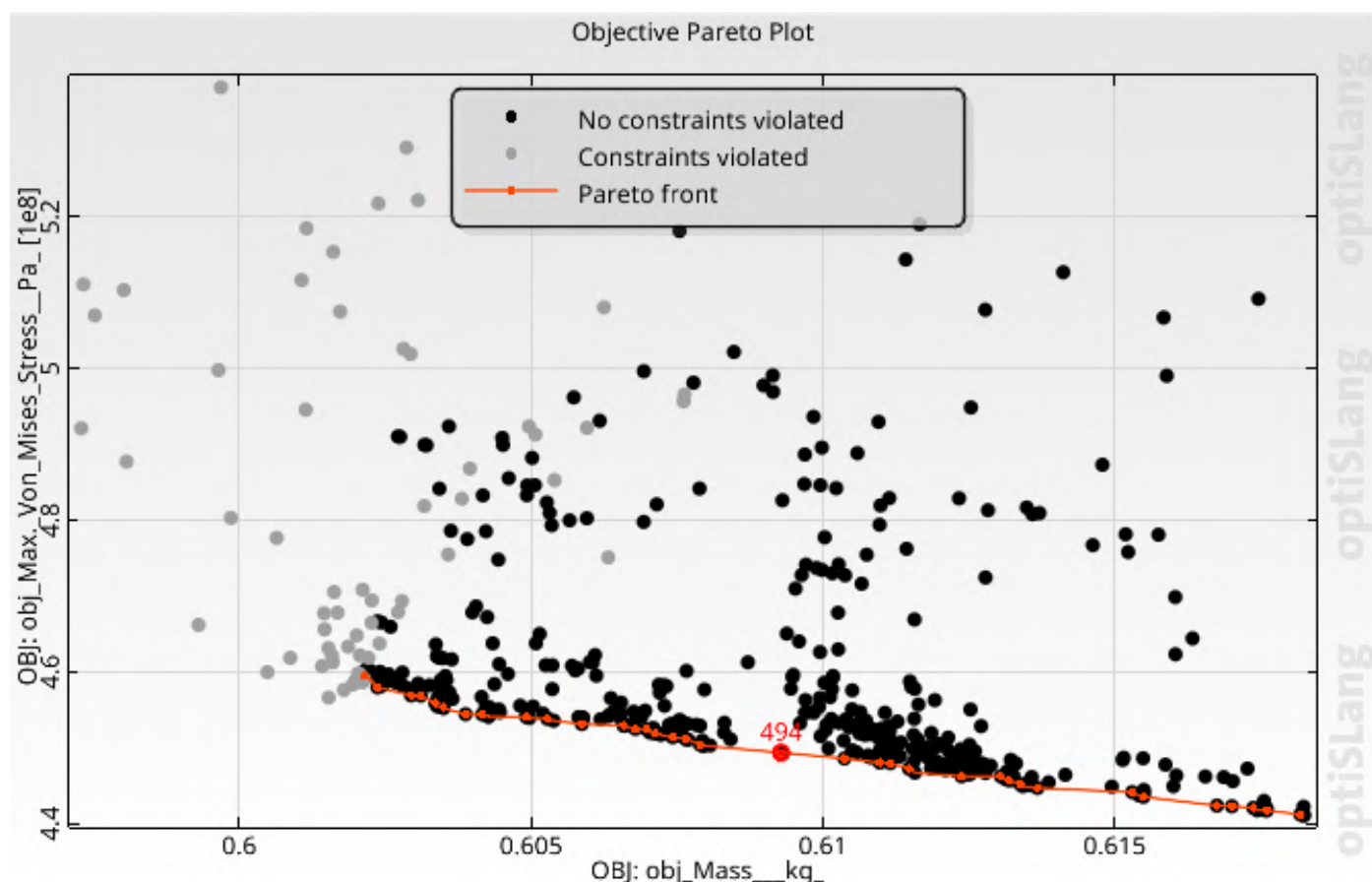


Figura VII.32: Nuvola di punti di Optislang

Nel grafico in alto sono stati impostati gli obiettivi sugli assi cartesiani, in particolare è stata impostata la massa sull'asse x ed il max Von mises stress sull'asse y. Inoltre nella nuvola di punti son presenti tre tipi di design:

- **in grigio sono i design che non rispettano** i constraints che si son precedentemente imposti

- in nero i design che rispettano i constraints imposti, ma non ottimi.
- in nero sulla linea rossa sono i design che costituiscono il cosiddetto 'pareto plot', ovvero i migliori tra tutti quelli analizzati che rispettano i constraints imposti.

Ora il software permette di cliccare sul singolo punto ed **estrarre i valori puntuali dei parametri e dei risultati**. A questo punto tocca all'utente decidere tra la serie di design ottimi quale scegliere in base alle esigenze. Per migliorare, ancor di più, la scelta dell'ottimo da parte dell'utente **Optislang permette** è possibile **far vedere soltanto i design sul pareto plot** e poi **inserire due altre variabili**, in questo caso max displacement e max first principal stress, che rispettivamente **variano** sul grafico **in base al colore e alla dimensione del punto**.

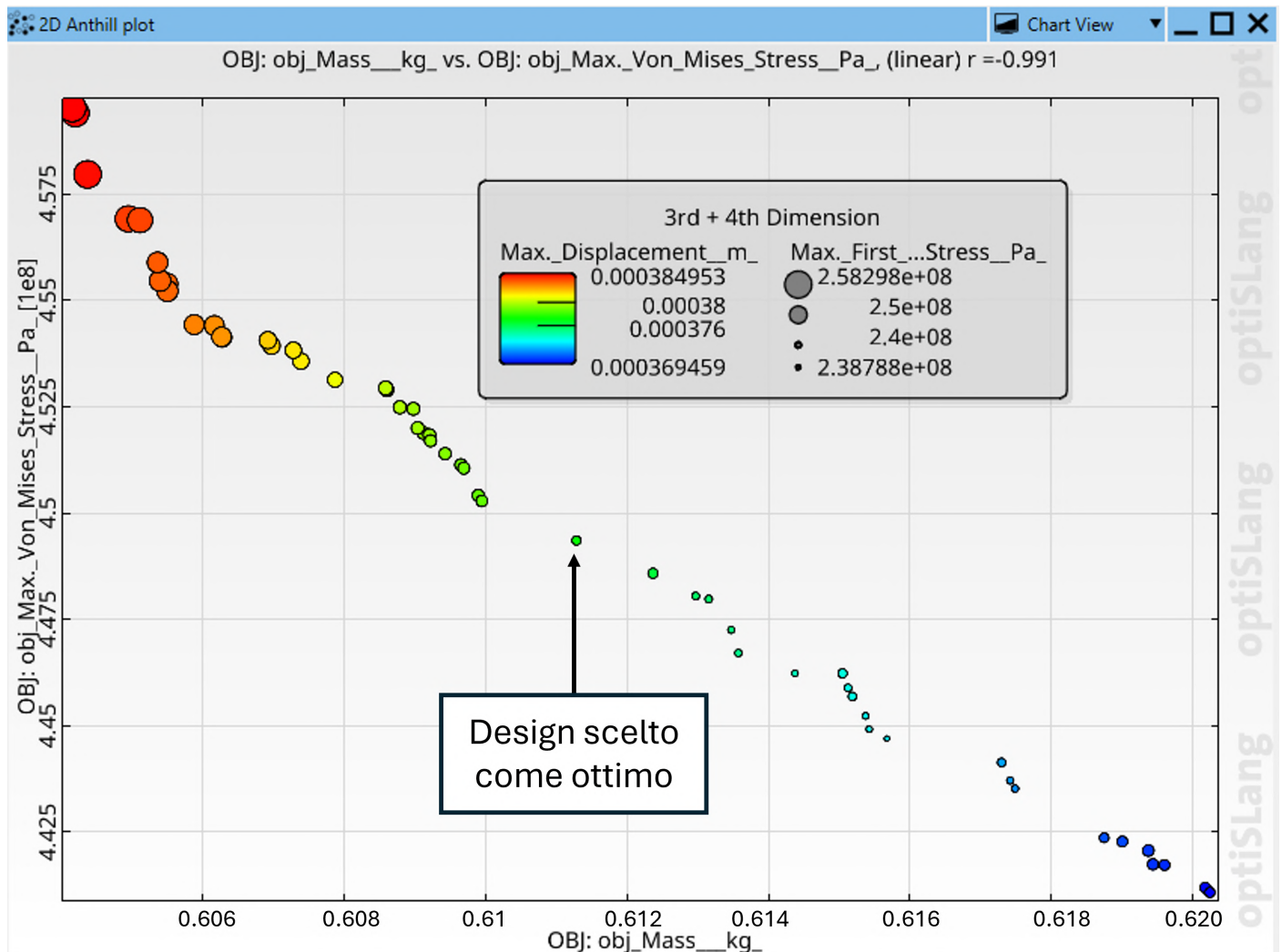


Figura VII.33: *pareto plot*

La figura in alto è molto importante perchè fa vedere, ad esempio, che design più pesanti in basso a destra controintuitivamente hanno principal stress maggiori rispetto a design più leggeri al centro del grafico. Tra tutti i metamodelli analizzati è stato scelto il punto mostrato in figura e per quel determinato design Optislang fa vedere i valori puntuali dei parametri e dei risultati:

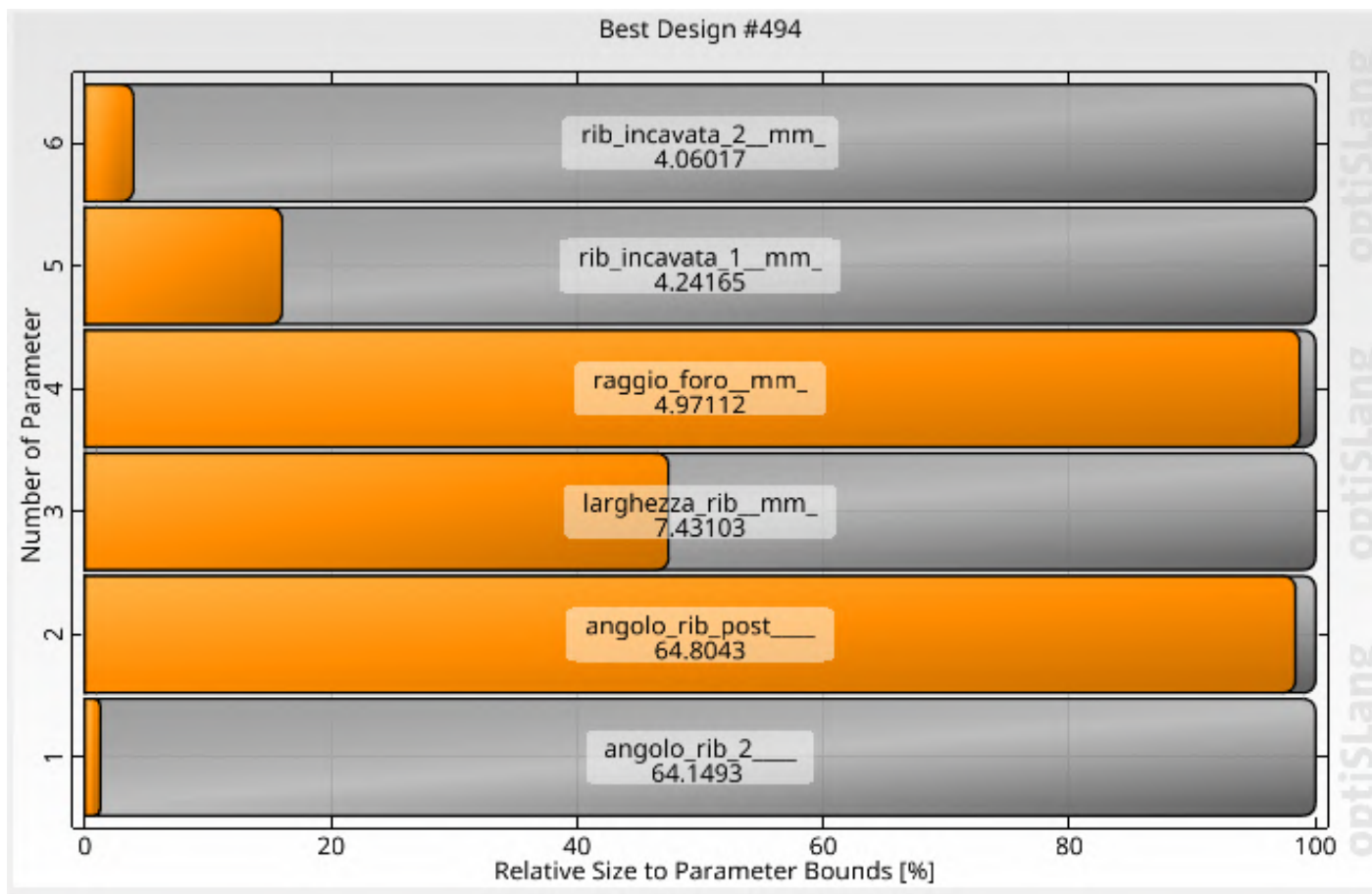


Figura VII.34: valori dei parametri per l'ottimo scelto

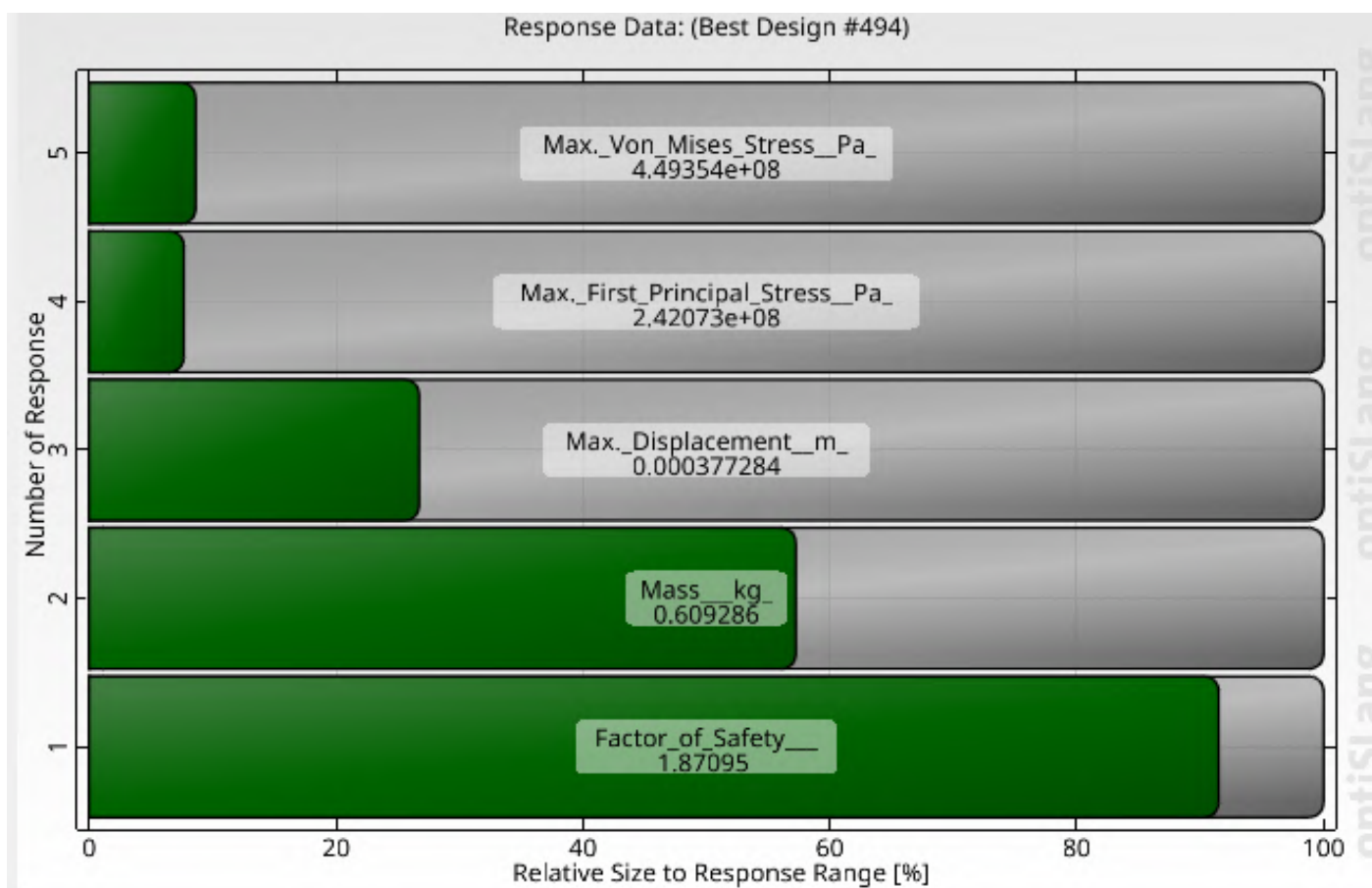


Figura VII.35: valore dei risultati del metamodello per l'ottimo scelto

Nella tabella in basso si confrontano i risultati ottenuti dall'analisi di DISCOVERY tra il redesign della topologica ed il nuovo design scelto come ottimo:

| <b>RISULTATI DISCOVERY</b>    | <b>TOPOLOGICA</b> | <b>PARAMETRICA</b> |
|-------------------------------|-------------------|--------------------|
| <b>displacement [mm]</b>      | 0.375             | 0.377              |
| <b>Von Mises stress [MPa]</b> | 462               | 463                |
| <b>Principal stress [MPa]</b> | 223               | 246                |
| <b>Mass[g]</b>                | 635               | 612                |

Tabella VII.5: *Confronto dei risultati dell'analisi su discovery*

È possibile notare come dal redesign della topologica, attraverso l'ottimizzazione parametrica, si è riuscito a togliere 22 grammi, ovvero il 3.62% della massa del componente, facendo rimanere all'incirca costanti gli stress ed il displacement.

#### 4) SOLUZIONE OTTIMA

Di seguito è riportata la geometria del componente ottimizzato con il design process desiderato

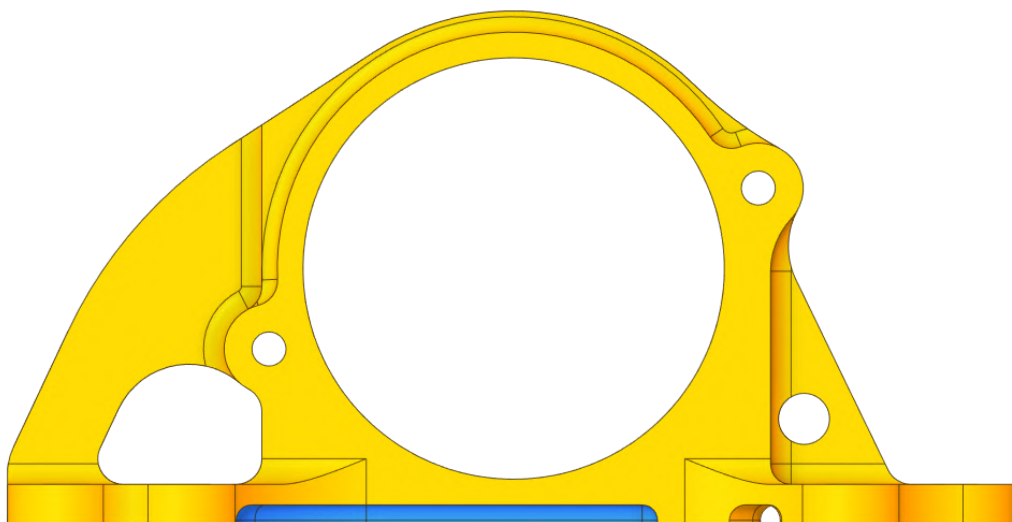


Figura VII.36: Vista frontale del componente ottimo

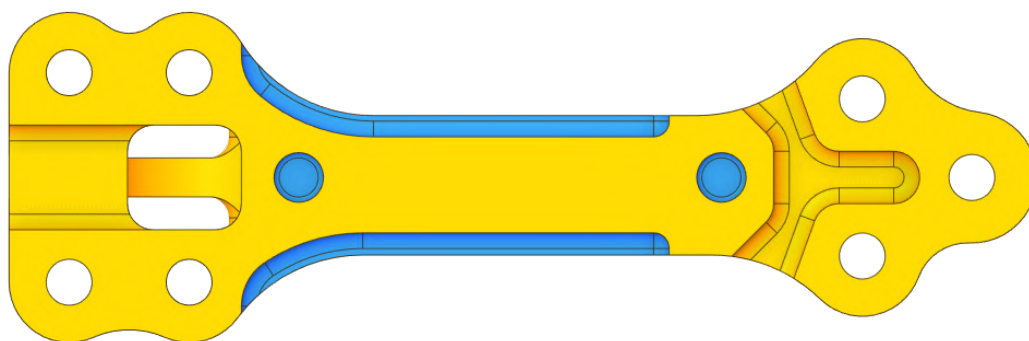


Figura VII.37: Vista dal basso del componente ottimo

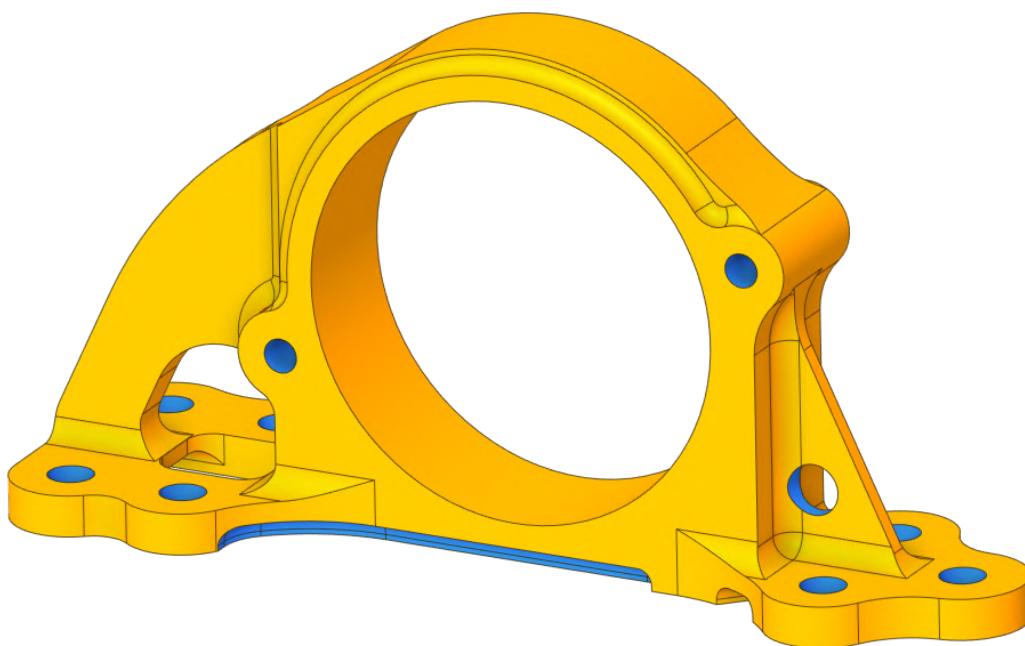


Figura VII.38: Vista assometrica del componente ottimo

## VIII VERIFICA E VALIDAZIONE

Ora bisogna fare l'analisi di dettaglio su Ansys Workbench per essere certi che il componente ottimo scelto dal metamodello rispetti tutte le specifiche richieste (massimi valori di stress, vita a fatica, damage tolerance, analisi con carichi limit and ultimate).

Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi di dettaglio del componente all'interno dell'assembly, realizzate su workbench.

I risultati includono:

- Mappa del displacement e deformata per verificare il **requisito di rigidezza**
- Mappa del Von Mises Stress per studiare **la vita a fatica** del componente
- Mappa del Principal Stress per rispettare il requisito della **damage tolerance**
- Verifica ai carichi **limit** e **ultimate**

### VIII.1 Requisito di rigidezza del componente

All'interno del processo di validazione strutturale, la verifica del **requisito di rigidezza** consiste nel **rispettare i massimi limiti di spostamento e rotazione** del componente.

Matematicamente risponde alla **legge di Hooke** generalizzata  $[K]\{u\} = \{F\}$  in cui

- $[K]$  è la **matrice di rigidezza globale** della struttura
- $\{u\}$  è il **vettore degli spostamenti** (il "displacement")

Per rispettare il requisito, bisogna fare in modo che lo spostamento massimo calcolato ( $\delta_{max}$ ) sia inferiore allo spostamento limite ammesso dalle normative ( $\delta_{adm}$ ).

La **mappa degli spostamenti e la deformata** sono strumenti diagnostici fondamentali e, di seguito è riportata la mappa specifica del componente:

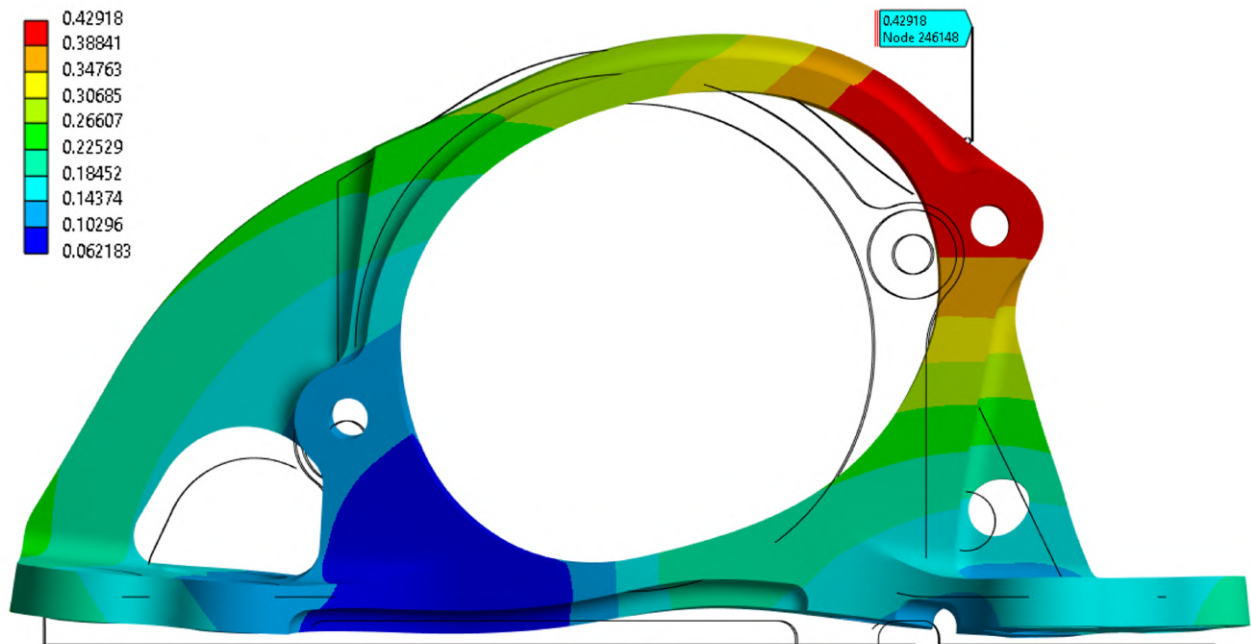


Figura VIII.1: *Mappa displacement e deformata della soluzione ottima del metamodello*

La mappa del displacement permette di identificare i nodi critici e di individuare le zone meno rigide del componente e capire se si è entro i limiti massimi di spostamento, dati dalla normativa, oppure no.

Per questo componente non c'è stata una vera e propria verifica della rigidezza (perché non è scopo della tesi), ma avendo già un componente esistente con cui comparare i displacement si è notato un comportamento quasi identico della mappa ed i valori massimi che si discostano di soli 4 micrometri che non costituiscono un problema per la verifica della rigidezza.

## VIII.2 Analisi a fatica

Per poter studiare la vita a fatica del componente bisogna possedere i valori di Von Mises Stress su tutti i nodi della mesh creata sul componente. Per farlo, bisogna generare la mappa di stress attraverso l'analisi di dettaglio su Ansys Workbench.

La mappa del Von Mises Stress del componente è riportata qui di seguito:

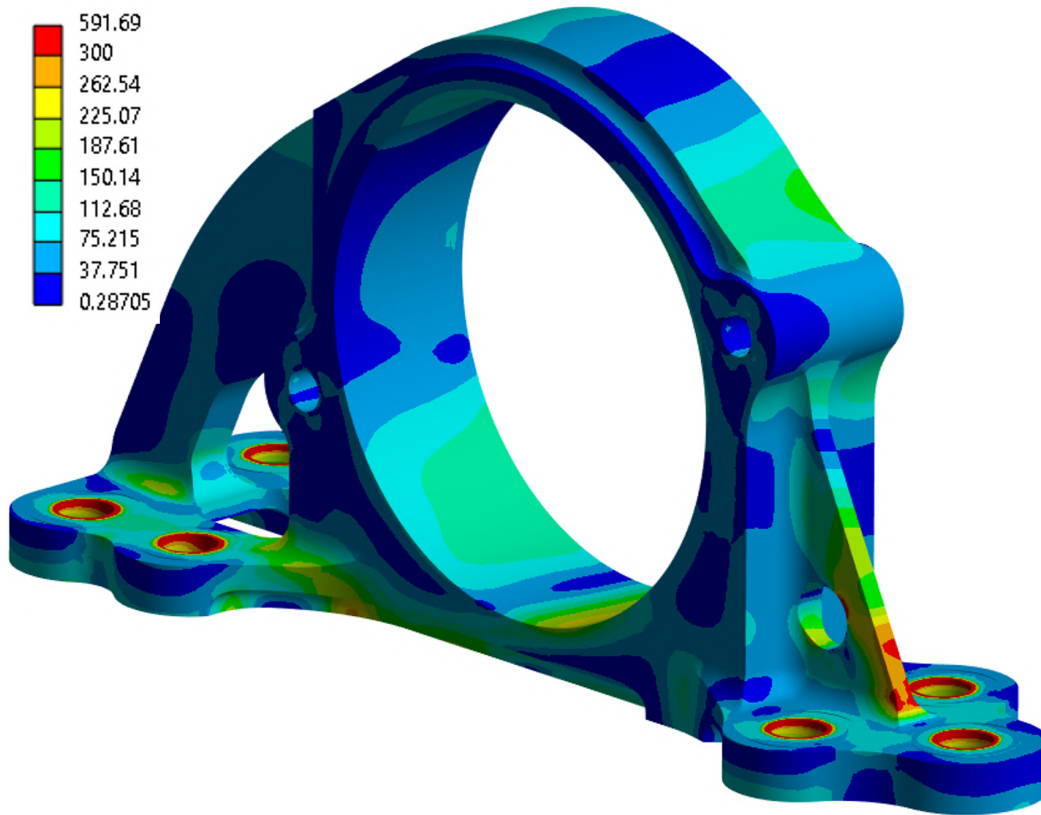


Figura VIII.2: Mappa del Von Mises Stress della soluzione ottima del metamodello

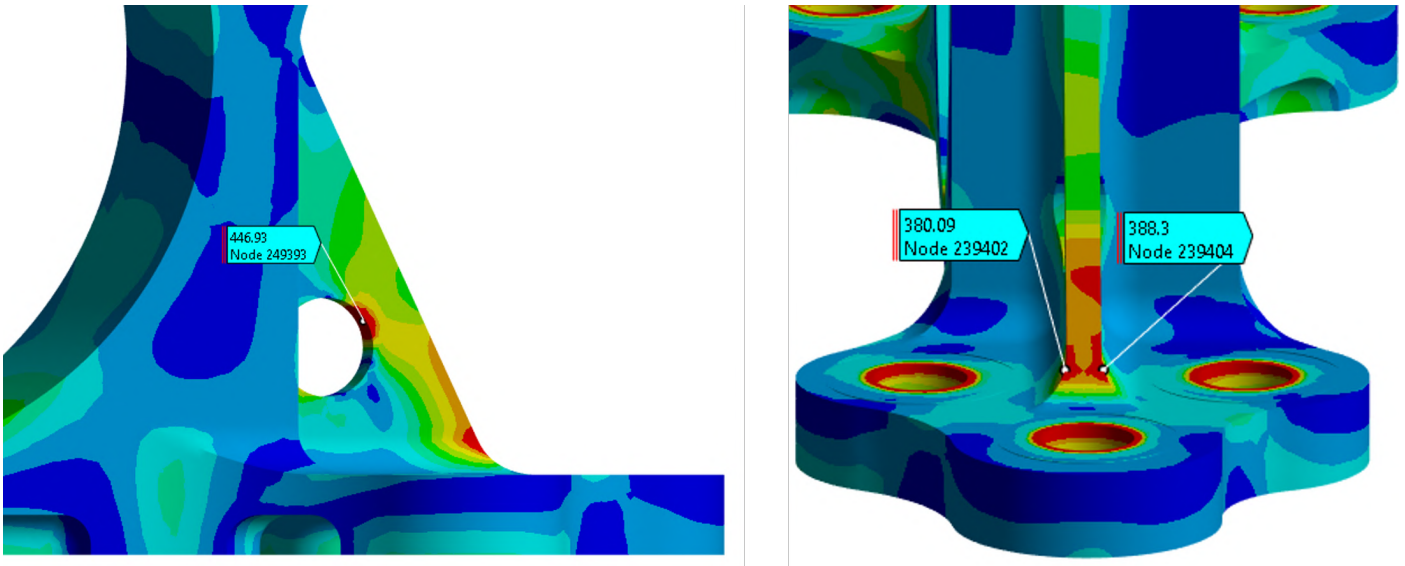
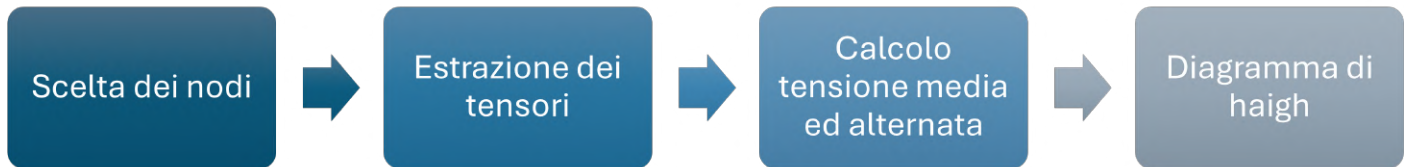


Figura VIII.3: Valori massimi di Von Mises Stress

Una volta generate le mappe di stress del componente, attraverso analisi di dettaglio su ansys workbench, si possono estrarre i tensori di ciascun nodo del supporto per effettuare l'analisi a fatica.

Per questioni tempistiche si è deciso di studiare la fatica soltanto dei nodi più stressati della bracket ottimizzata e verificare la loro posizione all'interno del diagramma di Haigh.

Per effettuare l'analisi a fatica si è seguito il seguente processo:



### VIII.2.1 Scelta dei Nodi

I nodi scelti per l'analisi a fatica sono i seguenti:

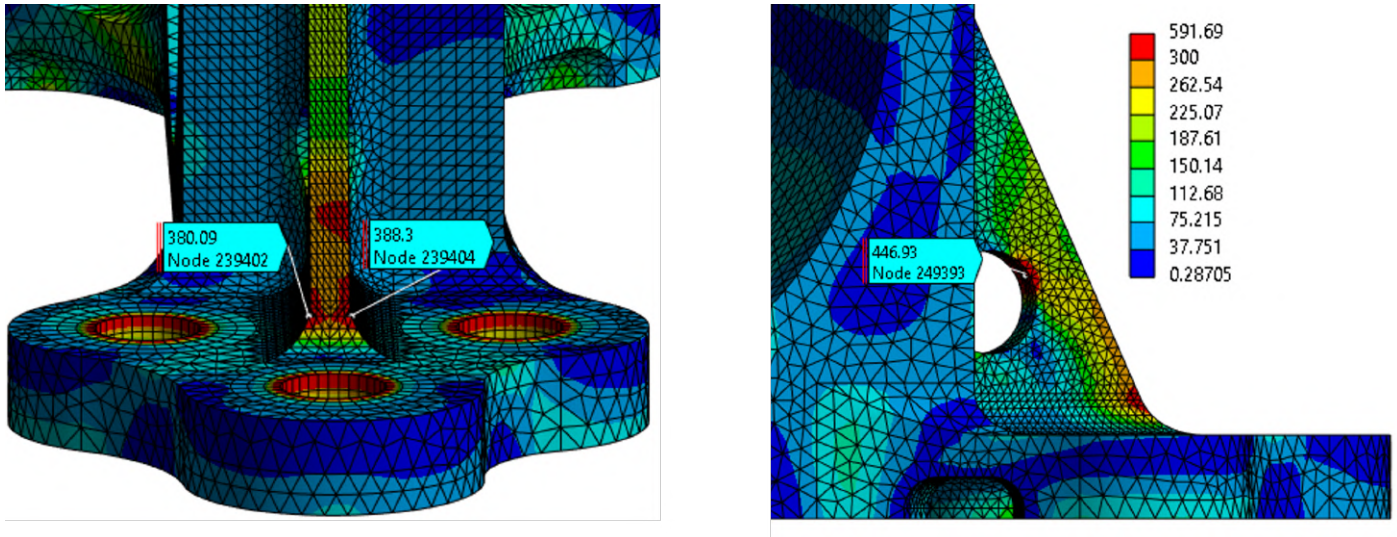


Figura VIII.4: Nodi scelti per l'analisi a fatica (Max Von Mises Stress)

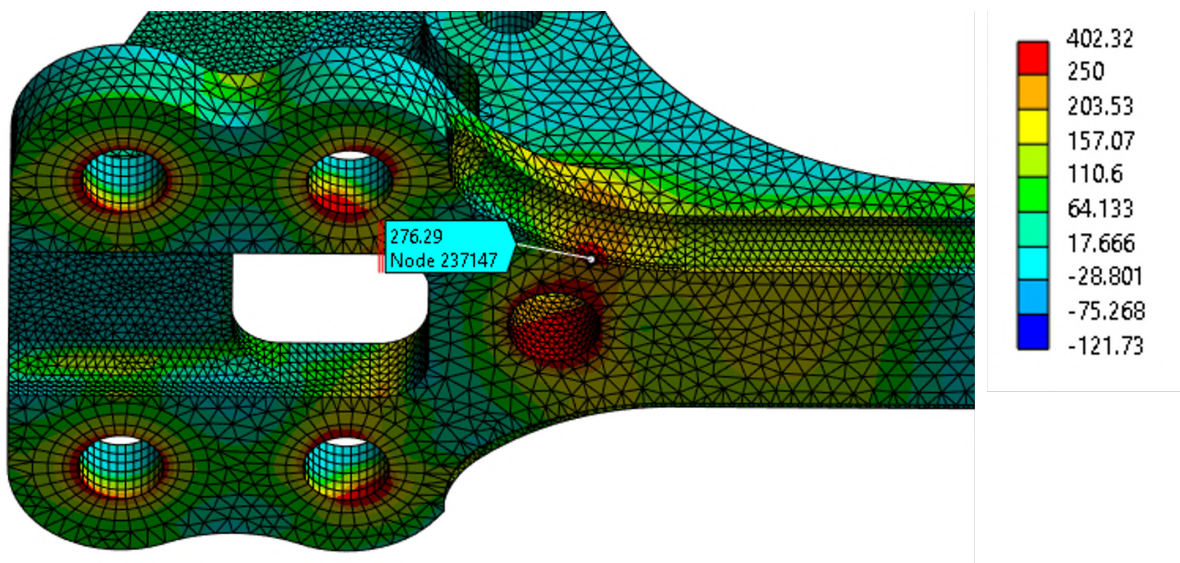


Figura VIII.5: Nodo scelto per l'analisi a fatica (Max Principal stress)

### VIII.2.2 Estrazione dei tensori

Per effettuare l'analisi a fatica bisogna tenere conto dei diversi cicli di carico che il componente può subire durante la sua vita:

- **cicli di carico a bassa frequenza LCF** (es. accensione e spegnimento della macchina). Numero di cicli basso, circa  $10^5 - 10^6$ , ma variazione del carico elevata.
- **cicli di carico ad alta frequenza HCF** (es. vibrazioni), il numero di cicli è elevato, solitamente superiore a  $10^5 - 10^6$ , ma la variazione di carico è bassa.

Sapendo questo, si estraggono tensori per le tre diverse situazioni di carico presenti nell'analisi di dettaglio:

- Il **primo tensore** si estrae nella condizione in cui si hanno **solo i preload degli studs**
- Il **secondo tensore** si estrae nella condizione in cui si ha **preload degli studs e temperatura operativa**
- Il **terzo tensore** si estrae nella condizione in cui si ha **preload degli studs, temperatura operativa e carico del cuscinetto**

### 3) Calcolo tensione media $\sigma_m$ ed alternata $\sigma_a$

Una volta estratto i tensori in tutte le condizioni di carico per tutti i nodi bisogna calcolare la tensione media ed alternata per i diversi cicli di carico:

- **LCF COLD**, da temperatura ambiente alla condizione di carico max
- **LCF HOT**, da temperatura operativa alla condizione di carico max
- **HCF**, da condizione di carico minima alla condizione di carico max

Quest'operazione è stata effettuata con un foglio excel precompilato che utilizza le classiche formule della meccanica strutturale per ricavare dai tensori, la tensione media e quella alternata.

### 4) Diagramma di Haigh

Il **Diagramma di Haigh** è uno strumento fondamentale nell'ingegneria della fatica per valutare la sicurezza di un componente soggetto a carichi ciclici non simmetrici. Il diagramma mette in relazione la tensione media e la tensione alternata che si sono ricavate precedentemente con le matrici dei tensori.

**È un piano cartesiano in cui sulle ascisse si ha la tensione media  $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$  e sulle ordinate la tensione alternata  $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ .**

Per tracciare il diagramma, si individuano **tre valori caratteristici del materiale** (ottenuti da prove statiche e di fatica):

1. **Limite di fatica** ( $\sigma_e$ ), ovvero la massima tensione alternata che il materiale può sopportare per un numero infinito di cicli quando la tensione media è zero ( $\sigma_m = 0$ ). Si trova sull'asse delle ordinate.
2. Il **carico di rottura** ( $\sigma_R$ ), cioè la tensione statica massima. Si trova sull'asse delle ascisse.
3. La **tensione di snervamento** ( $\sigma_S$  o  $R_p$ ), ovvero il limite oltre il quale il materiale subisce deformazioni plastiche macroscopiche.

Le rette del diagramma si tracciano in base a diversi criteri, nel nostro caso sono state utilizzate le **equazioni di Walker** ed il limite di snervamento del materiale che è sempre presente.

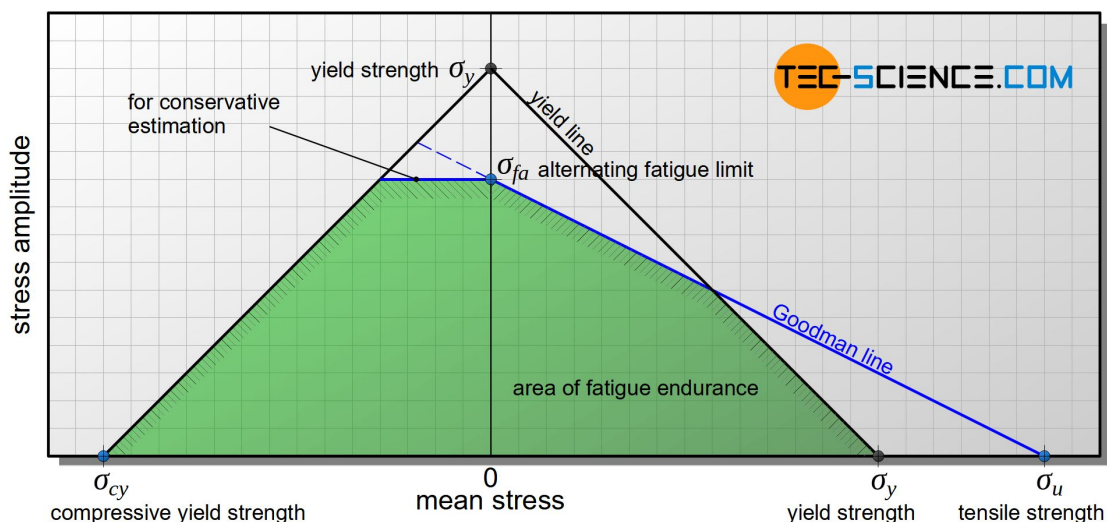


Figura VIII.6: Esempio diagramma di Haigh con criterio di Goodman

Interpretazione:

- Se i punti cadono all'interno dell'area racchiusa dalle rette di haigh il **componente ha vita infinita**.
- Se i punti si trovano all'esterno dell'area il componente fallirà prima del numero di cicli previsto o subirà deformazioni plastiche

### VIII.2.3 Confronto diagrammi di Haigh

Ora si effettua il confronto tra i diagrammi di Haigh dei nodi più stressati del componente originale (a sinistra) con i nodi più stressati del componente ottimizzato (a destra):

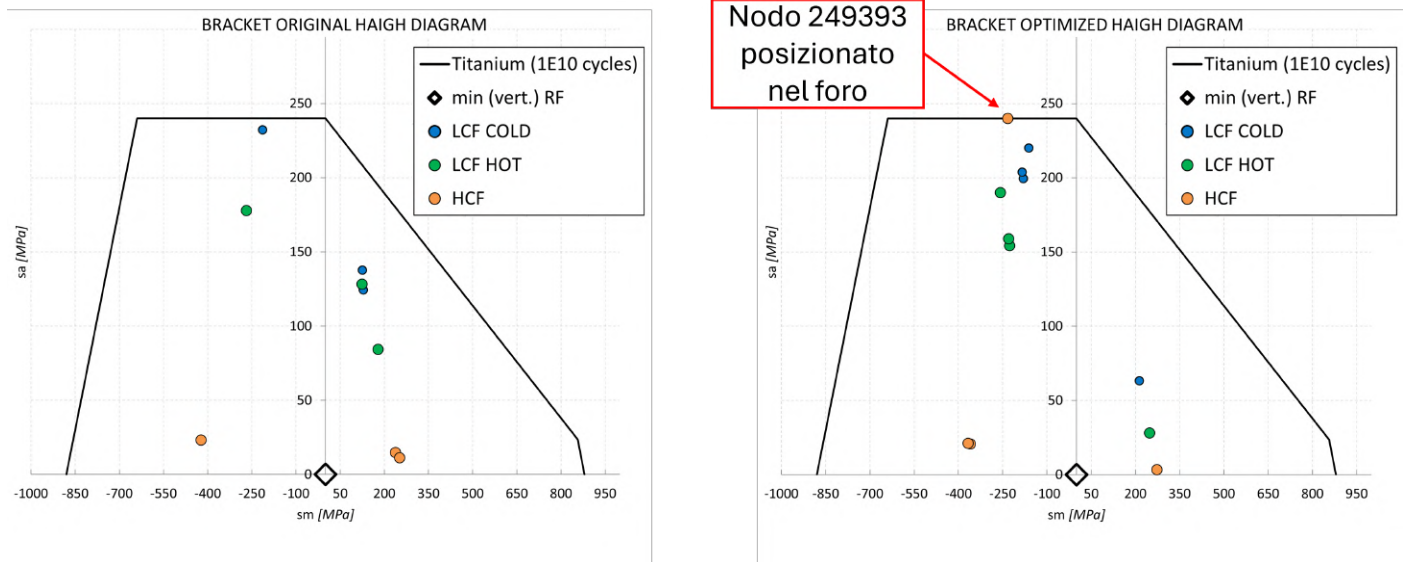


Figura VIII.7: Confronto diagrammi di Haigh. A sinistra bracket originale, a destra bracket ottimizzata

Dal confronto dei diagrammi vediamo che la bracket originale ha tutti i punti all'interno dell'area del poligono, invece **la bracket ottimizzata ha un punto colorato in arancione** (carichi ciclici ad alta frequenza) **che si trova sulla retta del limite di fatica del diagramma di Haigh**. Il punto corrisponde al nodo che si trova nella faccia interna del foro della rib:

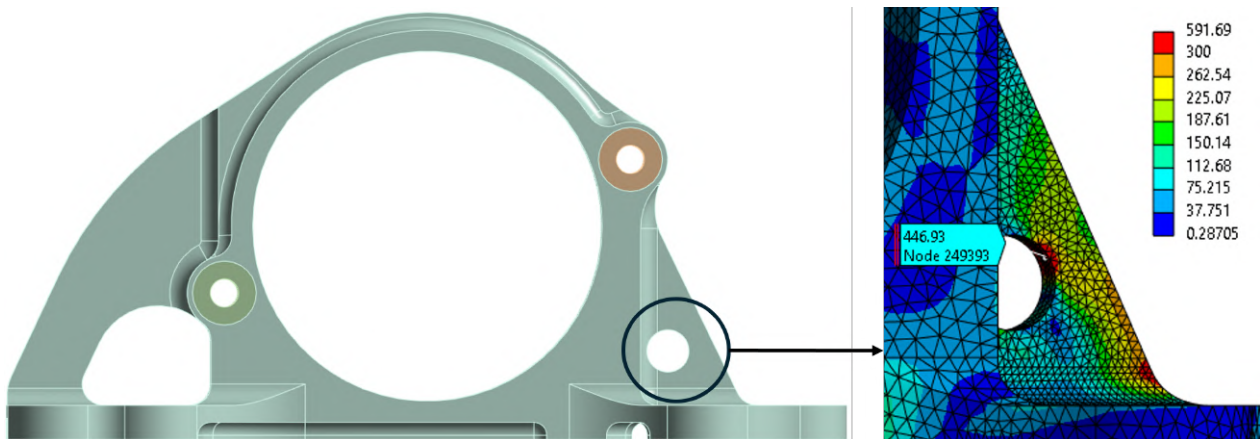


Figura VIII.8: Nodo problematico

**WARNING!!!** Il nodo raffigurato in alto potrebbe essere problematico all'aumentare del numero di cicli di funzionamento perchè, **subendo carichi ciclici ad alta frequenza, deve garantire vita infinita** e, dalla posizione del punto sul diagramma di Haigh, **potrebbe non garantirla**. Dato che nel settore aeronautico/aerospaziale si cerca di rimanere quanto più conservativi possibili affinché sia meno probabile che accadano eventi catastrofici, **si è deciso di migliorare la resistenza e la robustezza della rib chiudendo il foro**:

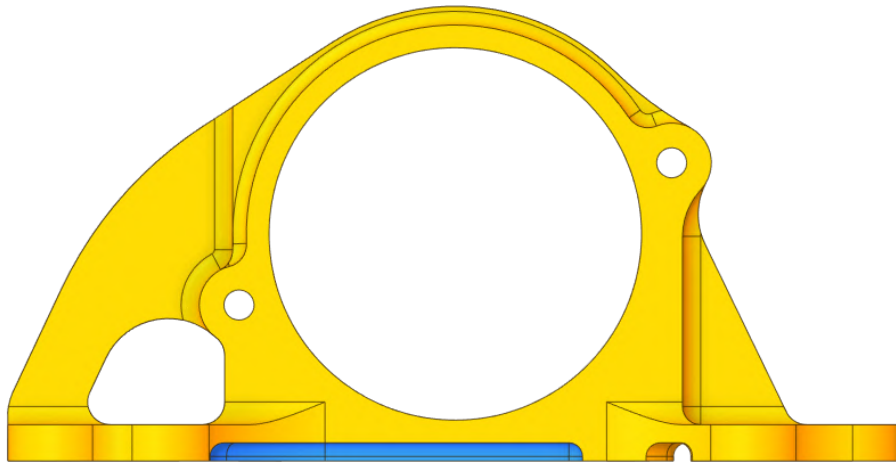


Figura VIII.9: Vista frontale bracket ottimizzata *senza foro*

### VIII.3 Analisi a fatica della nuova configurazione senza foro

Avendo fatto questa modifica geometrica, si è rifatta l'analisi di dettaglio e si riporta di seguito la mappa del Von Mises per questo nuovo design:

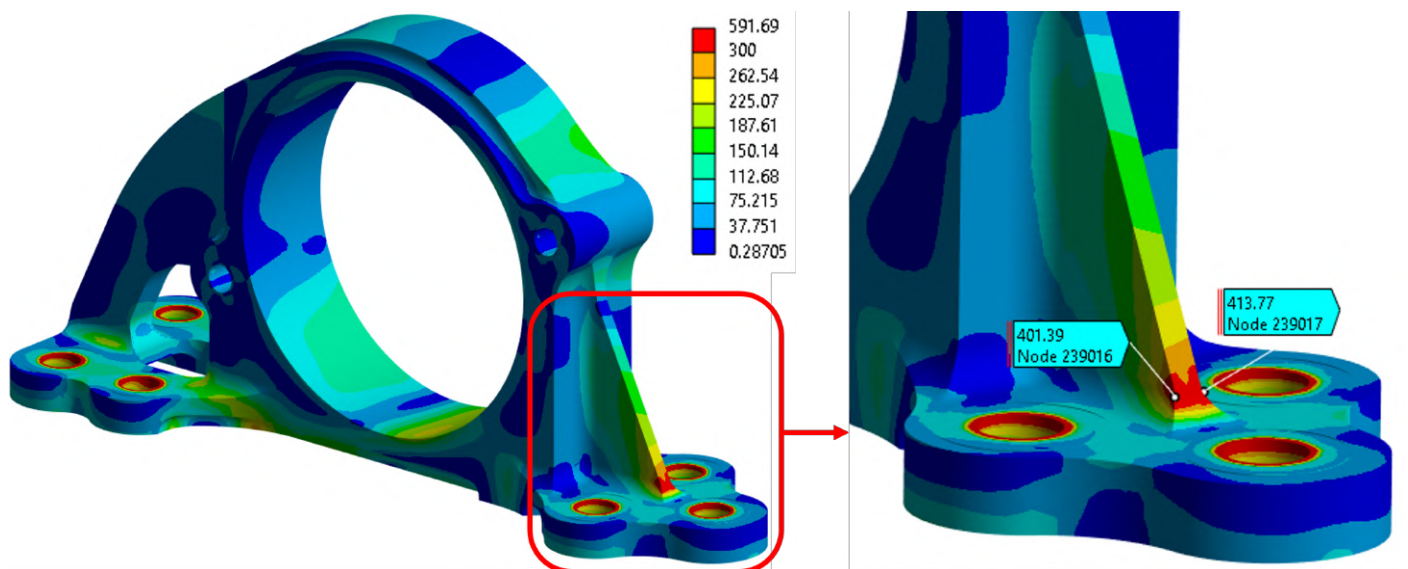


Figura VIII.10: Mappa del Von Mises Stress per la nuova configurazione senza foro

Il max Von Mises stress si è abbassato da 447MPa  $\rightarrow$  414MPa, buon segno.

Ora bisogna di nuovo **scegliere i nodi** da cui **estrarre i tensori**, **calcolare la tensiome media** e quella **alternata** e rientrare nel **diagramma di Haigh**.

I nodi scelti per questa configurazione sono coerenti con i nodi analizzati precedentemente e sono i seguenti:

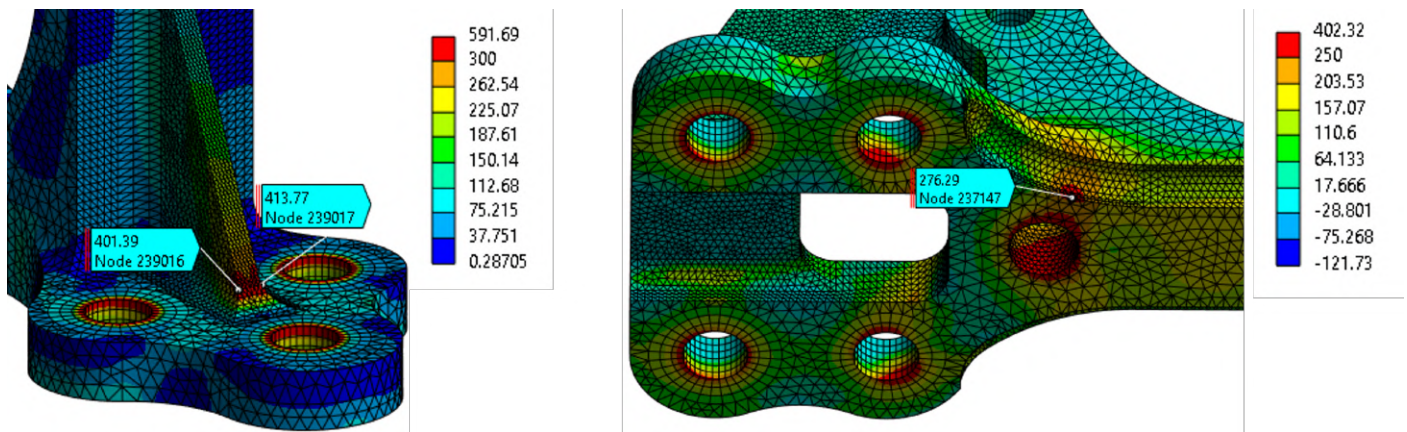


Figura VIII.11: Nodi scelti della nuova configurazione per l'analisi a fatica (Von Mises stress a sinistra e Principal Stress a destra)

Da questi nodi si sono estratti i tensori, dai tensori si è calcolata la tensione media ed alternata con cui si è entrati all'interno del diagramma di Haigh ottenendo:

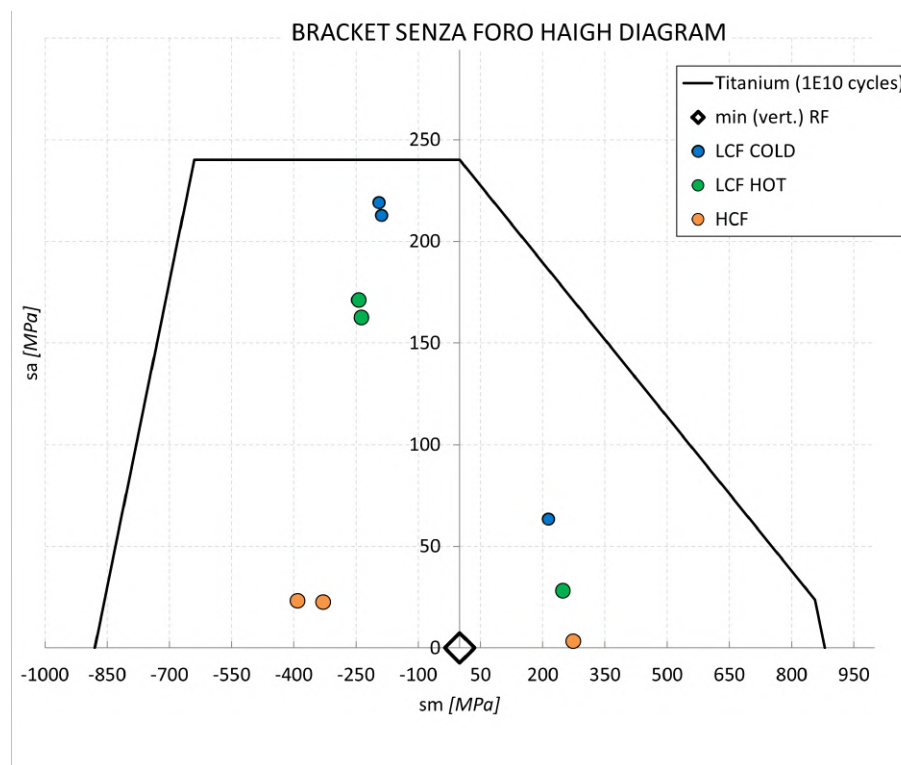


Figura VIII.12: Diagramma di Haigh per la nuova configurazione senza foro

**PROBLEMA RISOLTO!!!** Con la nuova configurazione in cui è stato chiuso il foro si nota dal diagramma di Haigh che i nodi scelti, ovvero i più stressati, ora hanno vita infinita perchè tutti i punti sono situati all'interno dell'area racchiusa dalle rette del diagramma. Inoltre **i punti colorati in arancione**, ovvero quando i nodi scelti subiscono i carichi ciclici ad alta frequenza, **sono ben al di sotto del limite di fatica garantendo vita infinita del pezzo.**

## VIII.4 Damage tolerance

**La Damage Tolerance** (Tolleranza al Danno) è un requisito di progettazione e gestione dell'integrità strutturale che presuppone la presenza intrinseca di difetti o cricche in una struttura sin dall'inizio della sua vita operativa.

A differenza dell'approccio Safe-Life (danneggiamento indotto per fatica), **la Damage Tolerance accetta che i danni possano esserci, ma punta a gestirli** affinché non diventino catastrofici.

L'analisi si basa su tre concetti fondamentali della **meccanica della frattura**:

1. **Residual Strength (Resistenza Residua)**, ovvero il carico massimo che la struttura può sopportare nonostante la cricca. Con l'aumentare della lunghezza della cricca, la resistenza residua diminuisce. Il collasso avviene quando la sollecitazione all'apice della cricca supera la tenacità del materiale.
2. **Crack Growth Analysis (Velocità di propagazione)**, ovvero si studia come la cricca cresce sotto carichi ciclici (fatica). Si utilizza tipicamente la **Legge di Paris**:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (\text{VIII.1})$$

In cui  $\frac{da}{dN}$  è l'aumento della dimensione della cricca per ciascun ciclo e  $\Delta K$  è il fattore d'intensità delle tensioni

### 3. Inspection Threshold and intervals

- **Slow Crack Growth**, ovvero la struttura è progettata affinché la cricca cresca così lentamente da poter essere vista in almeno due ispezioni programmate prima di arrivare alla lunghezza critica
- Approccio **Fail-Safe**. La struttura è ridondante e, se un elemento cede, il carico si ridistribuisce su percorsi alternativi (load paths) senza causare il collasso totale.

### VIII.4.1 Processo seguito per la verifica di Damage tolerance sul componente

In generale per verificare che un componente soddisfi il requisito di Damage tolerance bisogna adottare il seguente processo:

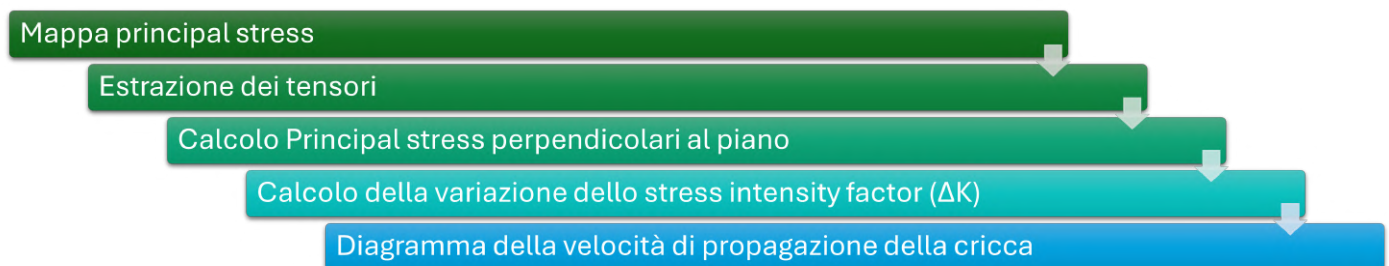


Figura VIII.13: *processo per la verifica del requisito di damage tolerance*

- **Generare la mappa del principal stress** del componente attraverso l'analisi di dettaglio su workbench per avere i valori su ogni nodo della mesh del componente. La mappa del principal stress è riportata qui di seguito:

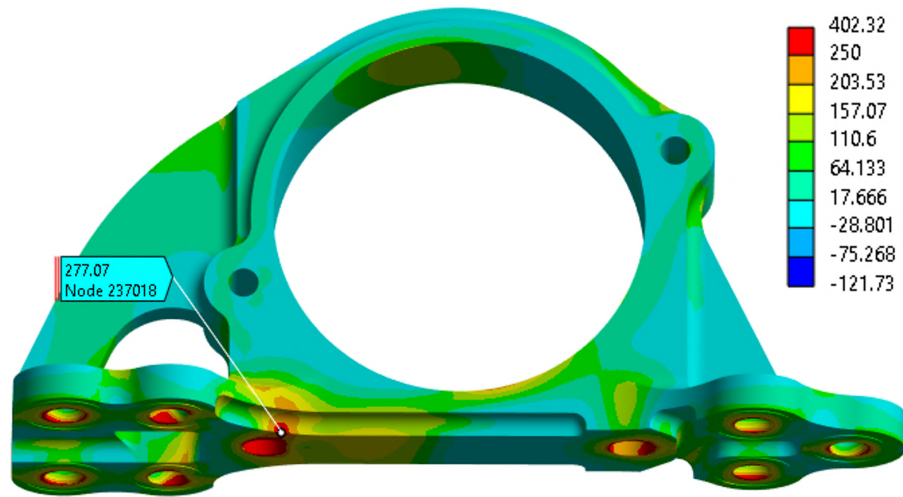


Figura VIII.14: Mappa del principal stress del nuovo design senza foro

- **Estrarre i tensori** per i diversi load step (preload, temperatura operativa e carico del cuscinetto) per ogni nodo della mesh (nel nostro caso si sono utilizzati quelli mostrati in precedenza per l'analisi a fatica)
- **Calcolare i principal stress**, per ciascun load step, **perpendicolari** rispetto al piano in cui il nodo si trova

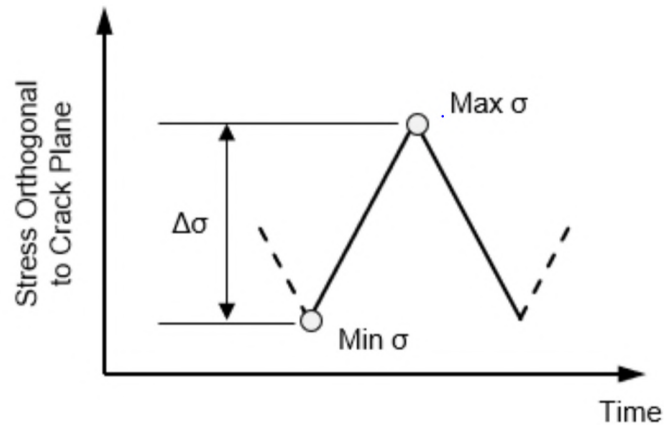


Figura VIII.15: *Grafico delle tensioni cicliche perpendicolari nel tempo*

- **Calcolo dei  $\Delta K$** , ovvero la variazione dello **stress intensity factor**, per tutti i load step che rappresenta la vera causa della propagazione della cricca. La si confronta il diagramma ottenuto con la legge di Paris del materiale in cui si assicura che i  $\Delta K$  non sono critici per il materiale.

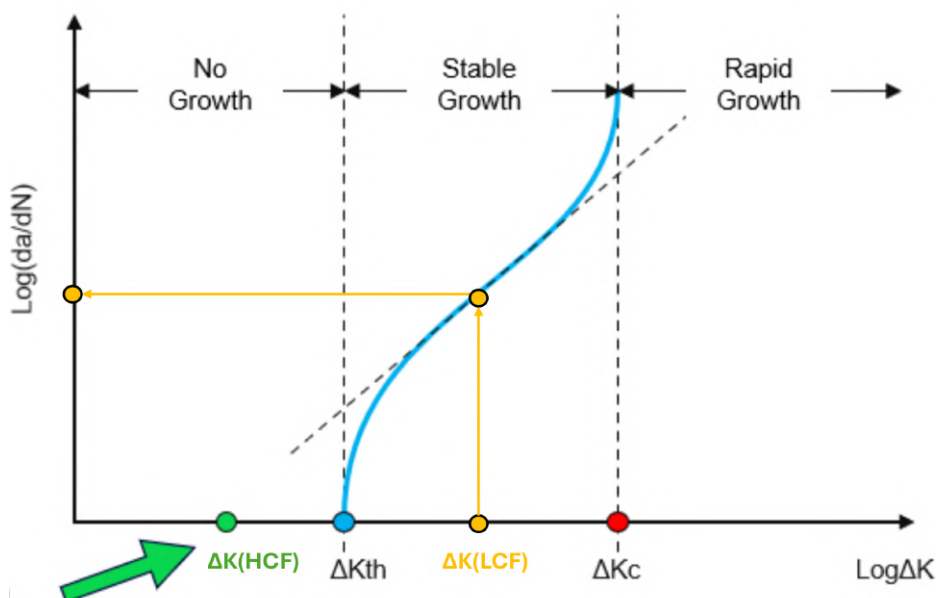


Figura VIII.16: *Grafico della velocità di propagazione della cricca*

In alto è rappresentata la **curva della velocità di propagazione della cricca** in cui per i cicli di carico HCF (evidenziato in verde nella figura), bisogna avere un  $\Delta K$  minore rispetto al  $\Delta K_{th}$  (threshold) perchè la cricca non deve propagare . Per cicli di carico LCF (evidenziato in aranciato nel grafico), invece, il  $\Delta K$  può essere maggiore di  $\Delta K_{th}$ , ma minore di  $\Delta K_c$  (critico) affinchè la cricca cresca in modo lento e stabile così da non costituire un problema per il componente.

Tutto ciò è stato verificato , per i nodi più stressati del componente, attraverso il software **NASGRO** che riceve come input il numero di cicli, il principal stress min e max perpendicolare al piano del nodo per tutti i cicli di carico (LCF COLD, LCF HOT, HCF) e restituisce come output i valori dei  $\Delta K$  per tutti i cicli di carico e la dimensione della cricca dopo 10.000 ore di volo.

Dai risultati ottenuti si è potuto decretare che il **componente** creato **rispetta il requisito della damage tolerance**.

## VIII.5 Limit and ultimate load analysis

Per ultimo si son effettuate le analisi con carico limite e carico ultimo.

Il **Limit Load** è il massimo carico che si prevede la bracket possa incontrare durante la sua intera vita operativa. Quindi la limit load analysis verifica che il supporto sia in grado di sopportare il limit load senza subire deformazioni. Per capire se il componente rispetta questa condizione si è moltiplicato il carico del bearing load nella situazione HCF MAX per un fattore 1,5 e dalle mappe di stress devono essere presenti dei valori di Von Mises stress, su tutto il supporto, minori del valore di tensione di snervamento del materiale, in questo caso il Titanio. Di seguito è riportata la mappa del Von Mises stress ed i suoi valori massimi nel caso Limit:

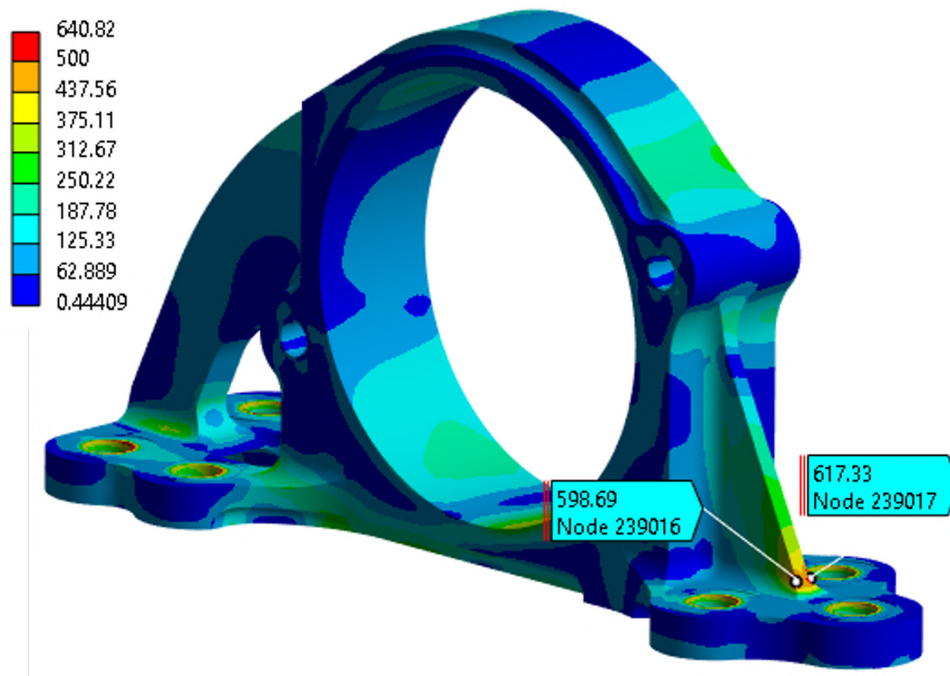


Figura VIII.17: Von Mises Stress con limit load

L'ultimate load analisi verifica che un componente o una struttura non collassi e mantenga un livello di integrità strutturale quando è soggetta ai carichi "ultimi", cioè carichi aumentati rispetto a quelli di esercizio per includere margini richiesti dalle specifiche. Il carico ultimo, in questo caso, è stato creato moltiplicando un fattore 2 al carico limite. La mappa ed i valori del Von Mises stress, nel caso ultimate, è la seguente:

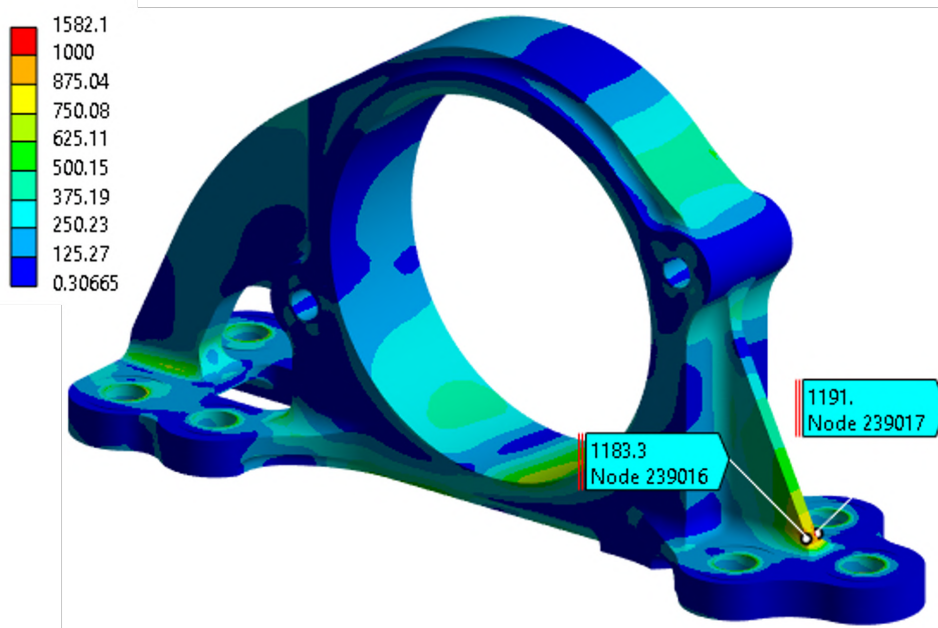


Figura VIII.18: Von Mises Stress con ultimate load

**ATTENTION!!!** Sia per l'analisi con il carico limit, sia per l'analisi con il carico ultimate si son confrontati i valori massimi di Von Mises stress riscontrati sulla bracket ottimizzata e sulla bracket originale, tenendo conto che la location

più stressata è uguale per tutte e due le bracket e la dimensione della mesh, in quella zona , è identica.  
 Si è fatto questo perchè l'analisi è stata svolta soltanto con una parte di housing e non con l'intero modulo che può rendere tutto l'assembly più rigido e resistente e far visualizzare sulla bracket Von Mises Stress minori di quelli presenti dalle immagini precedenti.  
 Di seguito è rappresentata la tabella di confronto:

|                                     |                              |  |                              |
|-------------------------------------|------------------------------|--|------------------------------|
| <div><div></div>Caso migliore</div> |                              |  |                              |
| <div><div></div>Caso peggiore</div> |                              |  |                              |
|                                     | Bracket originale            |  | Bracket ottimizzata          |
|                                     | Max Von Mises Stress[MPa]    |  | Max Von Mises Stress[MPa]    |
| Limit load (YTS)                    | 657.5 <div><div></div></div> |  | 617.3 <div><div></div></div> |
| Ultimate load (UTS)                 | 1275 <div><div></div></div>  |  | 1191 <div><div></div></div>  |

Figura VIII.19: tabella di confronto per le analisi limit and ultimate

## IX Conclusioni

A questo punto si è riusciti a trovare un design finale ed ottimo del supporto cuscinetto che rispetta tutte le specifiche, sia di design (manufacturing constraints, ingombri ecc..) che strutturali (lifing, damage tollerance, stress ecc..). Per capire, però, se il design process seguito all'interno della tesi è migliore rispetto a quello tradizionale si è voluto realizzare il confronto sia di stress, massa e displacement tra il componente ottimizzato e quello già esistente in azienda, sia il confronto del numero di design esplorati e del tempo impiegato per arrivare al design finale.

### IX.1 Componente finale

Di seguito son riportati la geometria e le mappe di stress e displacement ricavate dall'analisi di dettaglio su Ansys workbench:

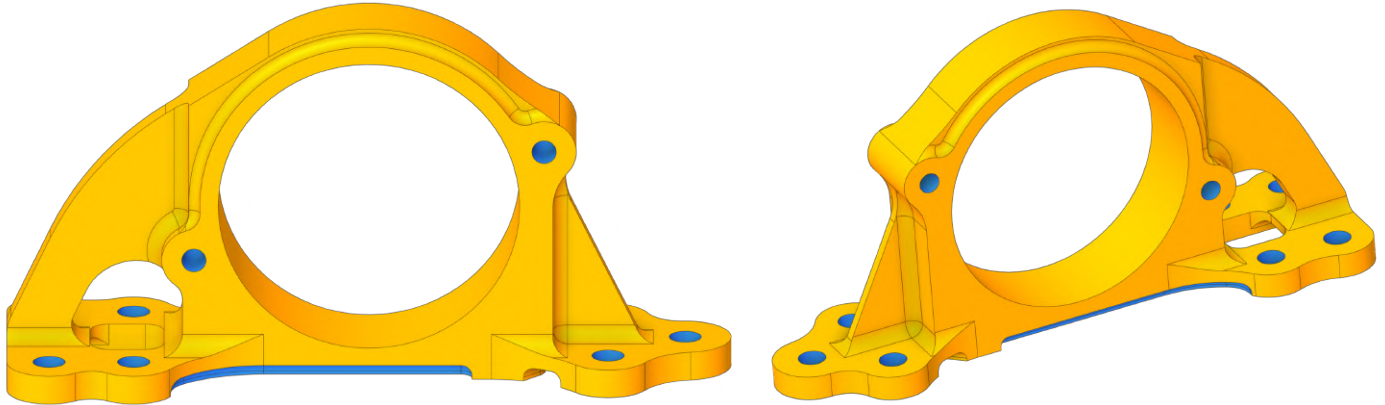
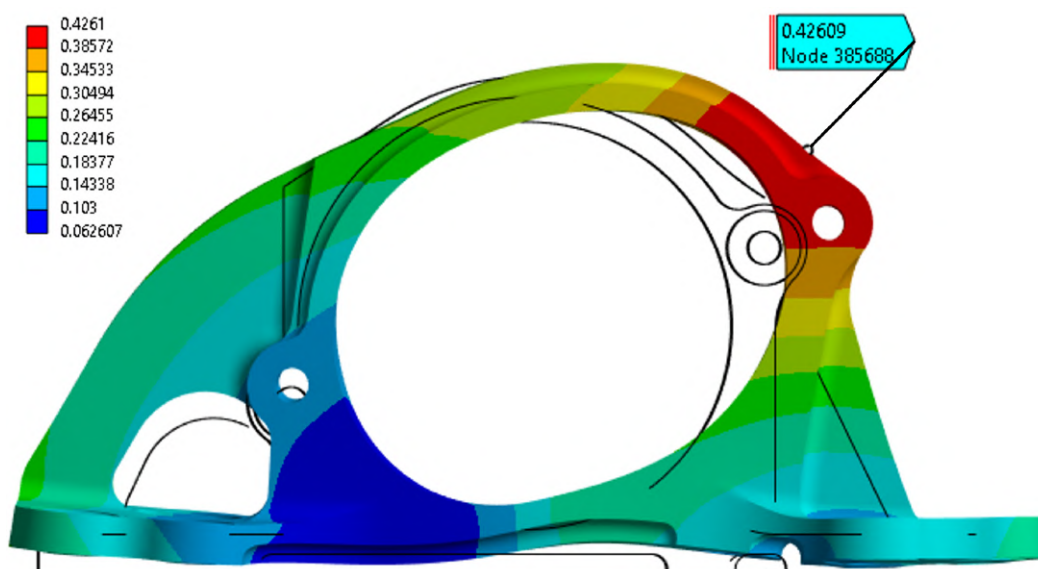


Figura IX.1: Design del supporto cuscinetto finale

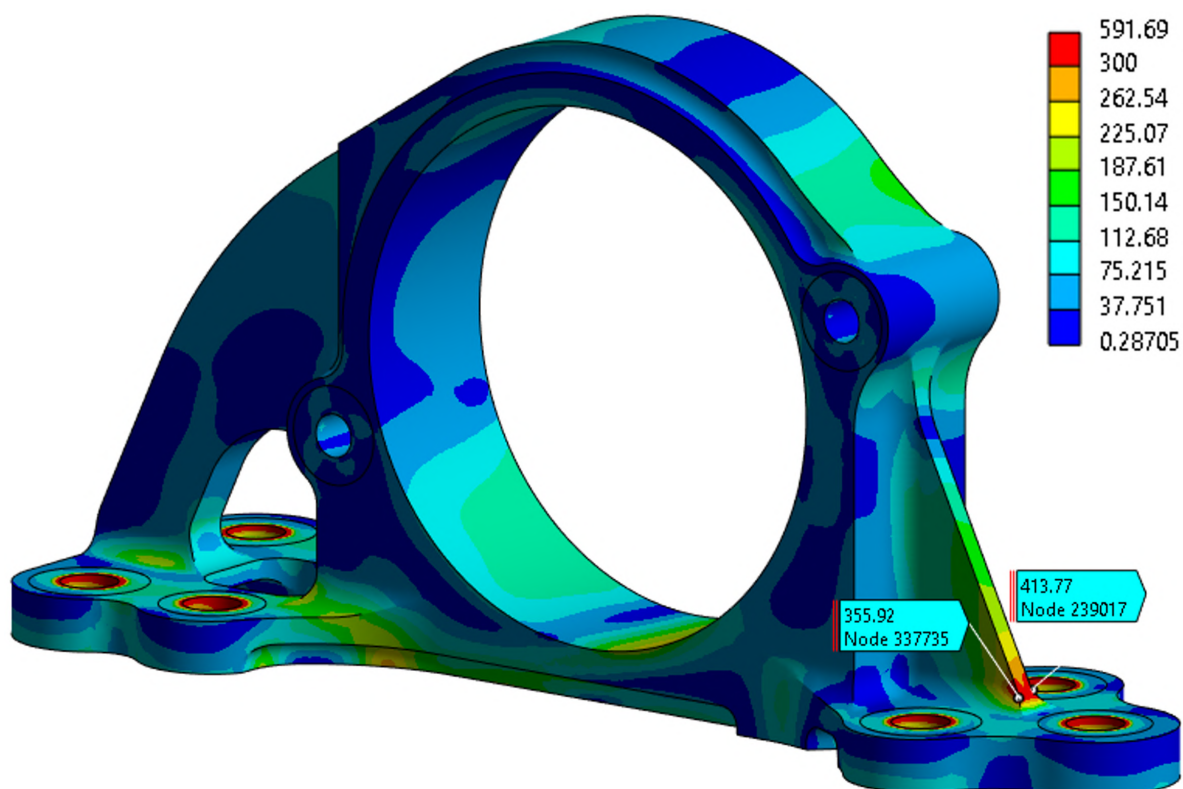


Figura IX.2: Vista dal basso del supporto cuscinetto finale

### IX.1.1 Displacement e deformata del design finale



### IX.1.2 Mappa del Von Mises Stress del design finale



### IX.1.3 Mappa del Principal Stress del design finale

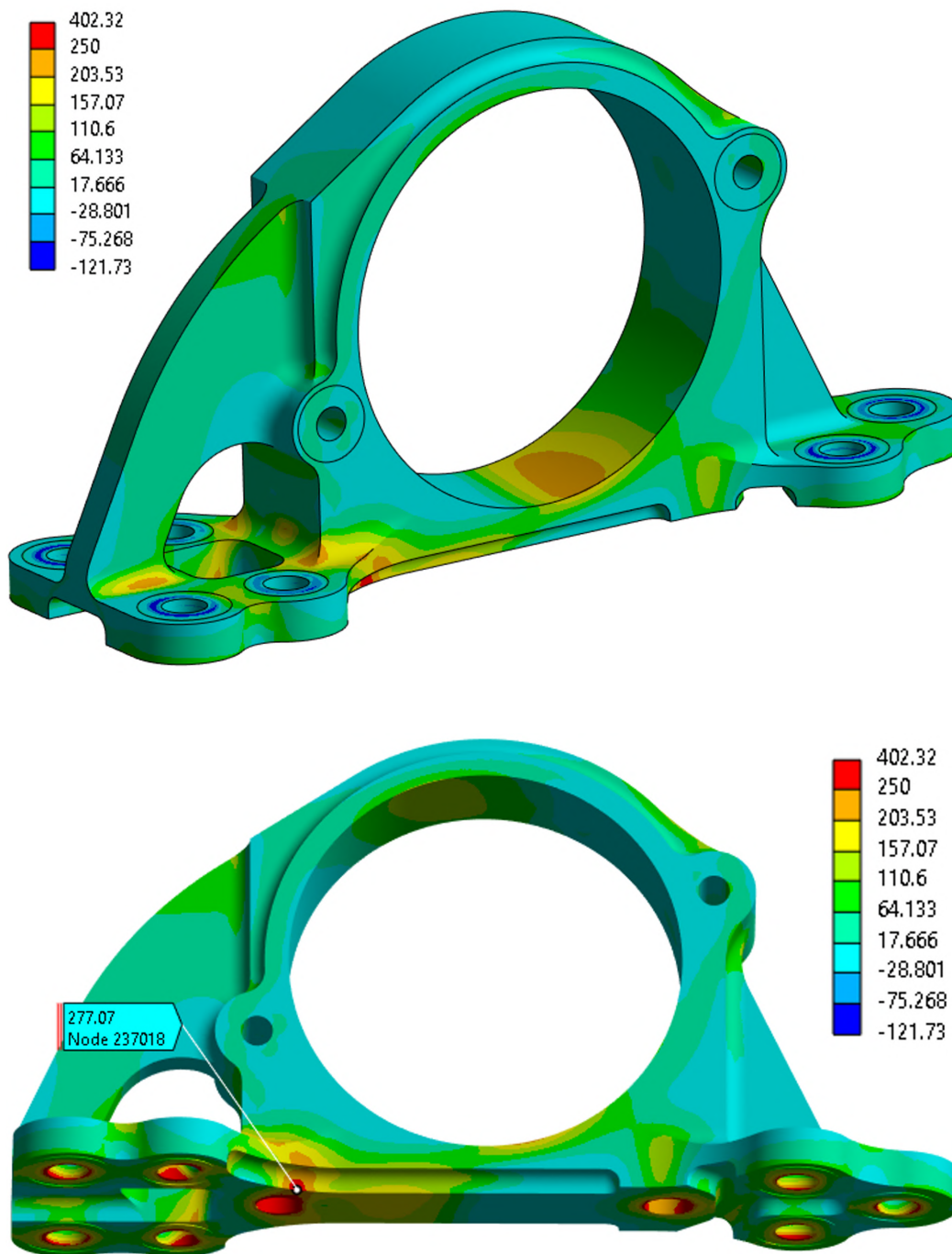


Figura IX.3: *massimo valore di principal stress*

## IX.2 Tabelle di confronto con il componente già esistente

In GE AVIO esiste già un supporto cuscinetto del genere, quindi di seguito si confrontano i valori di massa, stress e displacement tra il componente già esistente, realizzato con il design process tradizionale ed il supporto cuscinetto seguito in questa tesi, realizzato con il design process desiderato.

La tabella di seguito mostra il **confronto tra il max displacement e la massa** dei componenti

|                      | BRACKET BASELINE | BRACKET OTTIMIZZATA |
|----------------------|------------------|---------------------|
| MAX DISPLACEMENT[mm] | 0.425            | 0.426               |
| MASS [g]             | 685              | 613                 |

Figura IX.4: Tabella di confronto di massa e displacement

Si può notare come si siano riusciti a togliere circa 70g che, sulla massa totale, è più del 10%. Considerando che è un componente aeronautico, quindi la massa ha un'importanza primaria, aver tolto il 10% può essere considerato un buon risultato.

In basso sono mostrate le **location confrontate per i valori di stress**, nonché le **zone in cui i due supporti sono più stressati**

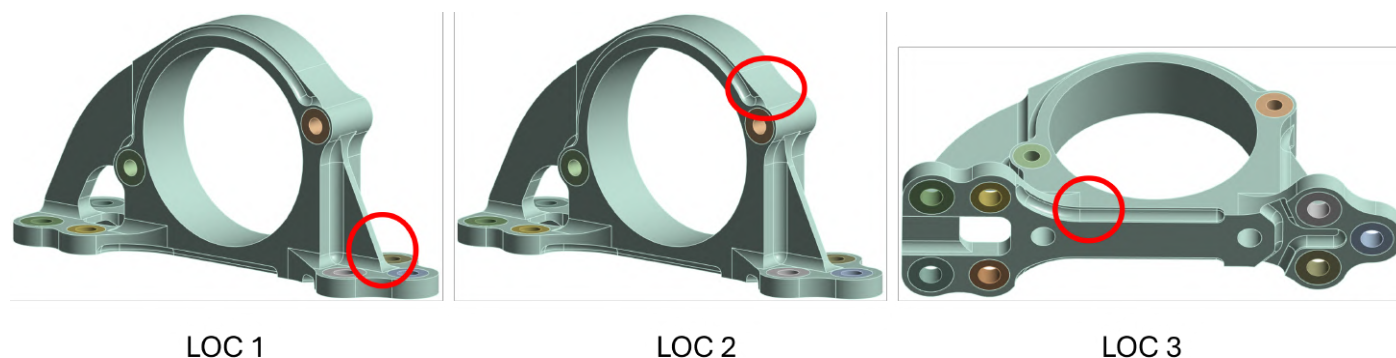


Figura IX.5: Location di confronto

|       | BRACKET BASELINE    | BRACKET OTTIMIZZATA | BRACKET BASELINE                | BRACKET OTTIMIZZATA             |
|-------|---------------------|---------------------|---------------------------------|---------------------------------|
|       | Max Von Mises [MPa] | Max Von Mises [MPa] | 1 <sup>ST</sup> PRINCIPAL [Mpa] | 1 <sup>ST</sup> PRINCIPAL [MPa] |
| LOC 1 | 445                 | 413                 | -16                             | -6                              |
| LOC 2 | 252                 | 167                 | 268                             | 168                             |
| LOC 3 | 263                 | 277                 | 265                             | 277                             |

Figura IX.6: Tabella di confronto degli stress nelle location mostrate

Si nota come nelle zone maggiormente stressate per tutti e due i supporti, **la bracket ottimizzata si comporta molto bene**, infatti **con meno massa** ( $\approx 10\%$  in meno), **gli stress sono uguali o addirittura minori rispetto alla bracket esistente** e più pesante.

Naturalmente, nel supporto ottimizzato, avendo tolto più materiale, **sono nate zone in cui gli stress sono aumentati rispetto al supporto esistente**.

Di seguito sono mostrate le location interessate:

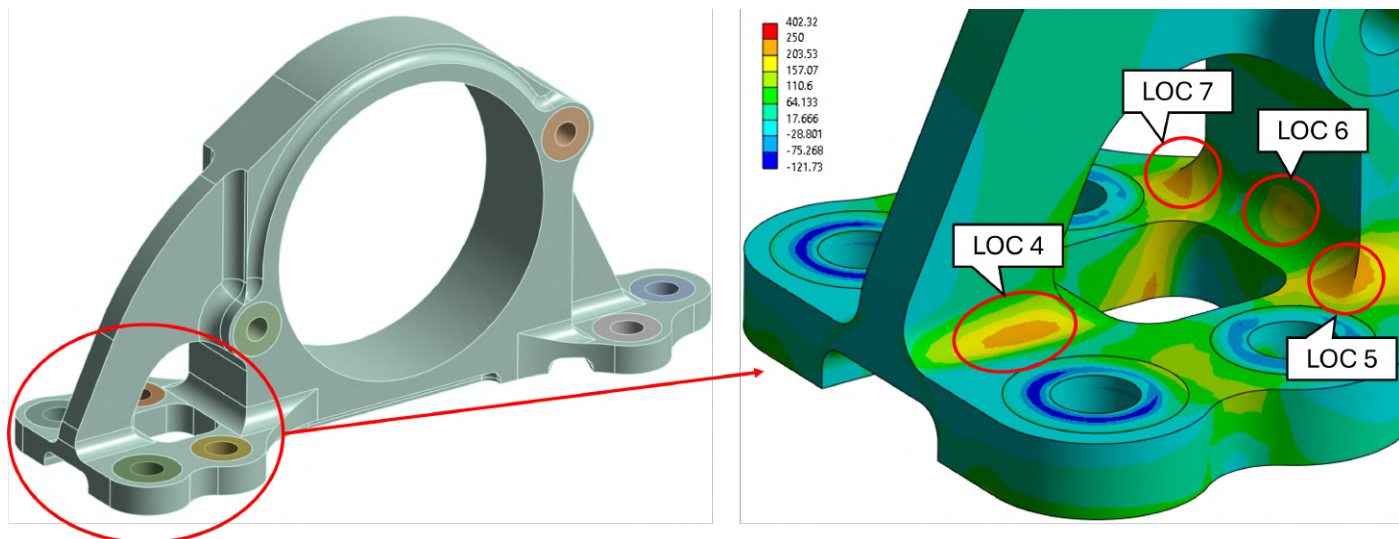


Figura IX.7: Location in cui gli stress sono aumentati. A destra la mappa del principal stress

|       | BRACKET BASELINE    | BRACKET OTTIMIZZATA | BRACKET BASELINE                | BRACKET OTTIMIZZATA             |
|-------|---------------------|---------------------|---------------------------------|---------------------------------|
|       | Max Von Mises [MPa] | Max Von Mises [MPa] | 1 <sup>ST</sup> PRINCIPAL [Mpa] | 1 <sup>ST</sup> PRINCIPAL [MPa] |
| LOC 4 | 138                 | 205                 | 174                             | 234                             |
| LOC 5 | 163                 | 241                 | 170                             | 248                             |
| LOC 6 |                     | 177                 |                                 | 207                             |
| LOC 7 | 145                 | 210                 | 154                             | 215                             |

Figura IX.8: Tabella di confronto degli stress nelle location interessanti

Si nota come dalla location 4 alla location 7, la bracket ottimizzata ha, sia Principal che Von Mises stress sempre maggiori della bracket esistente. Questo è abbastanza normale perchè in quella zona si ha molto meno materiale rispetto al supporto originale, comunque **si considerano livelli di stress accettabili perchè sono minori degli stress massimi raggiunti dalla bracket esistente** (max Von Mises=445MPa, Principal Stress=265).

### IX.3 Confronto design Process

L'ultima cosa da fare è evidenziare sia le differenze principali riscontrate tra design process tradizionale e quello seguito in questa tesi tramite Discovery, sia confrontare i risultati delle analisi dei due componenti. Il tutto è racchiuso nella seguente tabella:

|                                      |             |                        |              |                        |
|--------------------------------------|-------------|------------------------|--------------|------------------------|
| <div><div></div> Caso migliore</div> |             |                        |              |                        |
| <div><div></div> Caso peggiore</div> |             |                        |              |                        |
| <div><div></div> Caso neutrale</div> |             |                        |              |                        |
|                                      | Traditional |                        | Discovery    |                        |
| Tempo design preliminare             | ~ >2 mesi   | <div><div></div></div> | ~3 settimane | <div><div></div></div> |
| Tempo design di dettaglio            | ~ >3 mesi   | <div><div></div></div> | ~1 mese      | <div><div></div></div> |
| Numero di design esplorati           | ~ 5/30      | <div><div></div></div> | ~ >500       | <div><div></div></div> |
| Ottimo garantito                     | NO          | <div><div></div></div> | SI           | <div><div></div></div> |
|                                      |             |                        |              |                        |
| Massa [g]                            | 685         | <div><div></div></div> | 613          | <div><div></div></div> |
| Displacement [mm]                    | 0.425       | <div><div></div></div> | 0.426        | <div><div></div></div> |
| Max Von Mises Stress [MPa]           | 445         | <div><div></div></div> | 413          | <div><div></div></div> |
| Max Principal stress [MPa]           | 268         | <div><div></div></div> | 277          | <div><div></div></div> |

Figura IX.9: Tabella conclusiva di confronto

Dalla tabella conclusiva si possono trarre le seguenti conclusioni:

- Il **tempo impiegato** per arrivare al design finale è decisamente **minore** con il design process **tramite discovery** perchè:
  - Per il design preliminare non serve creare design partendo da zero, ma si ha un punto di partenza grazie alla possibilità del software di realizzare le **ottimizzazioni topologiche** che suggeriscono all'utente dove è utile inserire materiale e dove, invece, non serve.
  - Per il design di dettaglio il software permette all'utente di **parametrizzare le caratteristiche geometriche**, combinare i parametri in modo intelligente tramite l'algoritmo **Hypercube Latin Sampling** e risolvere le simulazioni (anche 500) tramite **GPU**, risparmiando ore/giorni.
- Il **numero di design esplorati con discovery è nettamente superiore** rispetto a quelli esplorati con il design process tradizionale perchè il software permette di creare un metamodello (o modello surrogato) tramite le superfici di risposta, ovvero una funzione matematica che imita il comportamento della simulazione fisica riuscendo, però, a dare risposte immediate (nell'ordine della frazione di secondo). Tramite quest'ultima si possono esplorare 500 design in soli 5 minuti ed ottenere il pareto plot da cui scegliere la soluzione ottima in base alle esigenze.
- **Solo il nuovo design process garantisce che la soluzione finale sia l'ottimo assoluto** perchè si segue un **vero criterio di ottimizzazione** in cui si esplora un **design space sufficientemente grande** per confermarlo e tramite gli algoritmi di ottimizzazione, che 'imparano' durante le analisi, si genera il pareto plot, ovvero l'insieme delle soluzioni ottime tra tutti i design analizzati .
- Il **componente ottimizzato** ha più o meno gli stessi stress del componente originale, ma **pesa circa il 10% in meno** che, in ambito aeronautico, è un ottimo risultato.

## Riferimenti bibliografici

- [Bis95] Christopher M Bishop. *Neural networks for pattern recognition*. Oxford university press, 1995.
- [CK08] Peter W Christensen and Anders Klarbring. *An introduction to structural optimization*, volume 153. Springer Science & Business Media, 2008.
- [Fel94] Carlos A Felippa. A survey of parametrized variational principles and applications to computational mechanics. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 113(1-2):109–139, 1994.
- [FSK08] Alexander Forrester, Andras Sobester, and Andy Keane. *Engineering design via surrogate modelling: a practical guide*. John Wiley & Sons, 2008.
- [HG12] Raphael T Haftka and Zafer Gürdal. *Elements of structural optimization*, volume 11. Springer Science & Business Media, 2012.
- [Ken06] James Kennedy. Swarm intelligence. In *Handbook of nature-inspired and innovative computing: integrating classical models with emerging technologies*, pages 187–219. Springer, 2006.
- [MM96] Raymond H Myers and Douglas C Montgomery. *Response surface methodology*, 1996.
- [NW06] Jorge Nocedal and Stephen J Wright. *Numerical optimization*. Springer, 2006.
- [SD08] SN Sivanandam and SN Deepa. Genetic algorithms. In *Introduction to genetic algorithms*, pages 15–37. Springer, 2008.
- [SRA<sup>+</sup>08] Andrea Saltelli, Marco Ratto, Terry Andres, Francesca Campolongo, Jessica Cariboni, Debora Gatelli, Michaela Saisana, and Stefano Tarantola. *Global sensitivity analysis: the primer*. John Wiley & Sons, 2008.
- [Bis95] [CK08] [Fel94] [FSK08] [HG12] [Ken06] [MM96] [NW06] [SRA<sup>+</sup>08] [SD08]

## Sitografia

Tutte le informazioni sono aggiornate fino a maggio 2026

- [https://en.wikipedia.org/wiki/Alexander\\_Hrennikoff](https://en.wikipedia.org/wiki/Alexander_Hrennikoff)
- <https://www.fgcaeanalyst.com/>
- [https://help.geostru.eu/gfas/it/generazione\\_della\\_mesh\\_di\\_calc.htm](https://help.geostru.eu/gfas/it/generazione_della_mesh_di_calc.htm)
- <https://www.madeforexport.it/innovazione-design-organizzazione/design-thinking-impresa-creativa/>
- <https://www.comsol.it/blogs/page/72>
- [https://2021.help.altair.com/2021.2/hwsolvers/os/topics/solvers/os/free\\_size\\_optimization\\_intro\\_r.htm](https://2021.help.altair.com/2021.2/hwsolvers/os/topics/solvers/os/free_size_optimization_intro_r.htm)
- <https://www.trueinsight.io/blog/exploring-altair-optistruct-techniques-for-advanced-optimization>
- <https://simulatemore.mscsoftware.com/automated-structural-optimization-in-msc-nastran/>
- <https://worldvectorlogo.com/logo/nx-cad-cam>
- [https://it.wikipedia.org/wiki/File:ANSYS\\_logo.png](https://it.wikipedia.org/wiki/File:ANSYS_logo.png)
- [https://www.researchgate.net/figure/Response-surface-central-composite-design-with-two-independent-variables-factors-three\\_fig1\\_339767265](https://www.researchgate.net/figure/Response-surface-central-composite-design-with-two-independent-variables-factors-three_fig1_339767265)
- [https://www.researchgate.net/figure/Comparison-of-random-and-Latin-hypercube-sampling-examples-in-two-dimensions-every-row\\_fig11\\_276113319](https://www.researchgate.net/figure/Comparison-of-random-and-Latin-hypercube-sampling-examples-in-two-dimensions-every-row_fig11_276113319)
- [https://mfix.netl.doe.gov/doc/nodeworks/20.2.0/userguide/appx/sma\\_theory\\_doe.html](https://mfix.netl.doe.gov/doc/nodeworks/20.2.0/userguide/appx/sma_theory_doe.html)
- <https://www.ansys.com/it-it/webinars/ansys-2024-r1-optislang-whats-new>
- [https://www.researchgate.net/figure/Illustration-of-the-Kriging-Gaussian-process-model-and-predictions\\_fig2\\_377540853](https://www.researchgate.net/figure/Illustration-of-the-Kriging-Gaussian-process-model-and-predictions_fig2_377540853)

- [https://www.researchgate.net/figure/A-3-layer-neural-network-with-3-inputs-4-hidden-nodes-and-2-outputs-Image-courtesy-of\\_fig1\\_256375944](https://www.researchgate.net/figure/A-3-layer-neural-network-with-3-inputs-4-hidden-nodes-and-2-outputs-Image-courtesy-of_fig1_256375944)
- [https://www.researchgate.net/figure/Average-posterior-density-of-the-uniparental-proportion-s-inferred-from-simulated\\_fig2\\_344523300](https://www.researchgate.net/figure/Average-posterior-density-of-the-uniparental-proportion-s-inferred-from-simulated_fig2_344523300)
- [https://www.okpedia.it/algoritmo\\_genetico](https://www.okpedia.it/algoritmo_genetico)
- [https://www.researchgate.net/figure/PSO-finding-local-and-global-best\\_fig3\\_378772374](https://www.researchgate.net/figure/PSO-finding-local-and-global-best_fig3_378772374)
- <https://www.gironi.it/blog/lalgoritmo-di-discesa-del-gradiente-gradient-descent-spiegato-semplce/>
- <https://optics.ansys.com/hc/en-us/articles/4411905556115-Planar-OLED-Optimization>
- <https://www.tec-science.com/material-science/material-testing/fatigue-limit-diagram-according-to-haigh-and-smith-creation/>

# RINGRAZIAMENTI

Ringrazio in prima persona colui che mi ha costantemente seguito e supportato in tutto il conseguimento della tesi, colui che nel progetto ci ha creduto veramente e continua a crederci divulgando l'intero lavoro a più persone possibili all'interno e all'esterno dell'azienda: **Giuseppe Casamirra**.

Essere seguito da un tutor come Giuseppe è stato a dir poco magnifico, ci siamo subito trovati molto bene a livello umano, personale e professionale. È una persona che lavora con animo e passione, e quella passione è riuscita a trasmettermela tutta, spronandomi a lavorare bene, in modo preciso, ma anche divertendomi e continuando a credere in ciò che stavo facendo.

Oggi, 5 maggio 2026, dopo 8 mesi dall'inizio della tesi, mi ha, ancora una volta, ripetuto di aver parlato bene di me e del nostro progetto, di aver valorizzato la tesi di fronte a membri del suo team e ad ingegneri di Ansys a testimonianza del fatto che, non solo si è dimostrato pienamente soddisfatto del lavoro svolto, ma ha saputo trasmetterlo costantemente, alimentando in me il desiderio di superare ogni aspettativa e di lavorare con crescente dedizione.

Ringrazio **Simone** e **Nicola** per avermi introdotto al mondo del design e delle lavorazioni meccaniche, per aver pazientemente risposto alle migliaia di domande e dubbi di ogni tipo, per essermi stati accanto soprattutto nella fase iniziale del mio percorso in cui mi son sentito molto supportato sia a livello lavorativo, che a livello umano e psicologico. Anche voi siete riusciti a trasmettermi la passione per il vostro lavoro, la volontà di imparare e capire concetti totalmente nuovi e discuterne insieme per poterli snocciolare pian piano così da risolvere ogni dubbio. È stato avvincente poter lavorare con persone come voi, gentili, pazienti e super disponibili anche quando non avevate tempo per il vostro lavoro.

Ringrazio **Nick Stefani** (Ansys engineer), l'attore non protagonista di questa tesi, senza di lui mi sarei probabilmente fermato ai risultati delle topologiche. Nick è stata una delle persone chiave di questa tesi, oltre ad avere una mente brillante, ha supportato il progetto fin dall'inizio in modo costante, è stato super disponibile in ogni occasione e riusciva a dare tutte le soluzioni per ogni tipo di problema che si incontrava.

Nick è stato l'ago della bilancia di questa tesi, ci ha permesso di utilizzare Ansys Discovery nel modo più corretto possibile e delineare il design process seguito nella tesi così da poter redigere delle istruzioni strutturate per chi, in futuro, vorrà ottimizzare dei componenti con Discovery.

Ringrazio **Marco Del Cioppo**, **Fabiano Procida** e **Paolo Saitta** per avermi dato la possibilità di effettuare questo percorso di grande valore professionale, lavorare con persone competenti e avermi messo a contatto con una realtà aziendale molto piacevole in cui, spero, di ritornare.