

Analisi statica e dinamica agli Elementi Finiti del sistema di supporto BGO dell'esperimento LUNA

Donato Orlandi^a, Ercolino Tatananni^a,

Analisi statica e dinamica agli Elementi Finiti del sistema di supporto BGO dell'esperimento LUNA

Donato Orlandi^a, Ercolino Tatananni^a,

^a *Istituto Nazionale di Fisica Nucleare
Laboratori Nazionali del Gran Sasso - Italy*

Abstract

La necessità di calcolare a priori della realizzazione il comportamento statico e dinamico di un sistema meccanico viene soddisfatta dall'analisi agli elementi finiti del sistema stesso. La discretizzazione del continuo meccanico conduce ad una rappresentazione matematica fine che viene pertanto processata al calcolatore rendendo possibile un'analisi qualitativa e quantitativa delle caratteristiche del sistema in condizioni reali di impiego. È stata pertanto effettuata un'analisi agli elementi finiti del sistema mobile di schermatura BGO al fine di dimostrarne la resistenza ai carichi agenti e la stabilità in fase di movimentazione. Vengono riportati di seguito la modellizzazione del sistema, la definizione dei carichi agenti e dei vincoli esistenti e l'analisi degli sforzi e delle deformazioni del sistema.

1 Descrizione e modellizzazione del sistema

Il sistema è costituito da un assieme reticolare di profilati in alluminio ¹ vincolati reciprocamente mediante viti e squadre dello stesso materiale, come mostrato nel particolare di Fig.1. Due guide lineari provvedono ad assicurare una movimentazione bidirezionale del carico utile lungo un asse contenuto nel piano orizzontale. Il sistema viene vincolato esternamente a terra mediante 8 incastri sulle facce estremali dei profilati verticali. Il carico agente, distribuito uniformemente sulla piastra di supporto della schermatura, risulta essere

$$P = 8000N \quad (1)$$

diretto come la normale alla piastra stessa.

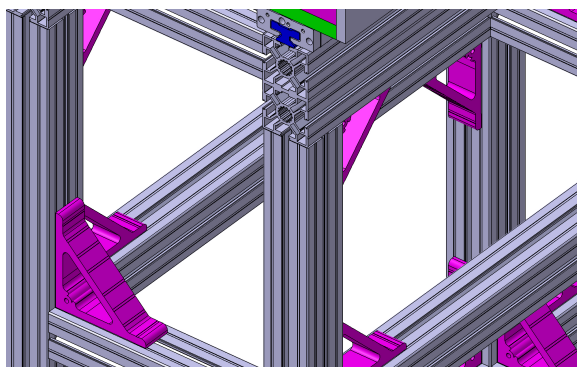


Figure 1: Profilati e connessioni a squadra del sistema BGO

Al fine di snellire i costi computazionali dell'analisi, sono stati utilizzate delle sezioni $50 \times 50mm$ a cavità cilindrica che possiedono le medesime proprietà di inerzia delle sezioni originali. La modellizzazione ha previsto un ulteriore alleggerimento delle risorse di calcolo considerando la piastra semplicemente appoggiata sui profilati superiori orizzontali, escludendo in questo modo dall'analisi il sistema di guide lineari. Queste sono infatti calcolate per operare ai carichi agenti e non inficiano la validità della soluzione. La modellizzazione non include infine le squadre di giunzione per i motivi sopra esposti, ma le connessioni interne perfettamente rigide ne simulano comunque con buona approssimazione l'esistenza ai fini del calcolo

2 Model Meshing

Il sistema viene discretizzato come in Fig.2 mediante una mesh costituita da elementi tetraedrici lineari con le seguenti caratteristiche:

$$Size = 190mm \quad Absolute Sag = 19mm \quad (2)$$

¹Si consulti il catalogo delle specifiche tecniche

Il materiale imposto, caratterizzato da un modulo di Young pari a $E = 70GPa$ ed un coefficiente di Poisson pari a $\nu = 0.33$, viene pertanto applicato ad ogni elemento della discretizzazione. Un affinamento della mesh non produce variazioni sostanziali dei risultati

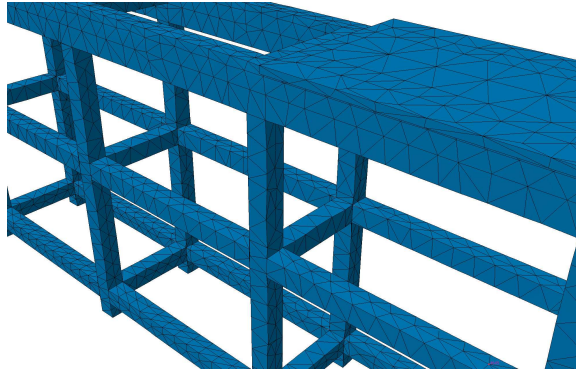


Figure 2: Modellizzazione ad elementi tetraedrici del sistema BGO

dell'analisi

3 Analisi FEM statica

Considerati i vincoli interni ed esterni già esposti, il carico viene simulato mediante una distribuzione uniforme di forze sulla piastra di supporto con risultante diretta come la normale alla piastra stessa e di intensità pari a $8000N$. In Fig.3 viene mostrato l'andamento nodale degli stress alla Von Mises. Si noti che, ai soli fini di una visualizzazione più

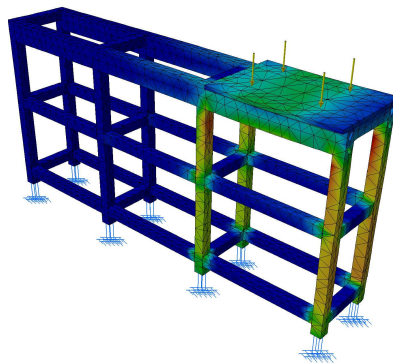


Figure 3: Analisi FEM statica: andamento nodale degli stress alla Von Mises

comoda, viene utilizzato un fattore di scala $\varepsilon = 400$. Lo sforzo nodale massimo riscontrato risulta essere pari a

$$\sigma_{max} = 1.74N/mm^2 \quad (3)$$

che risulta compatibile con la resistenza del materiale applicato. La deflessione nodale massima riscontrata risulta essere pari a

$$w_{max} = 0.023mm \quad (4)$$

4 Analisi FEM dinamica: risposta armonica con forzante e smorzamento

Considerati i vincoli interni ed esterni già esposti, la forzante di eccitazione dovuta alla movimentazione del carico utile, che si traduce nell'attrito che la piastra di appoggio esplica sulle guide lineari, e quindi sui profilati superiori orizzontali, è stata modellizzata con un impulso pari a

$$I = \mu \times P \quad (5)$$

dove μ risulta essere il coefficiente di attrito. I è diretto lungo l'asse del moto e giace nel piano orizzontale che contiene la faccia superiore della piastra. In Fig.4 viene mostrato l'andamento nodale degli stress alla Von Mises. Si noti che, ai soli fini di una visualiz-

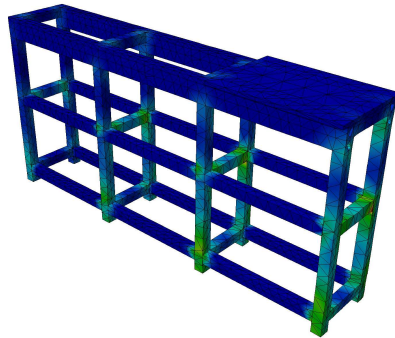


Figure 4: Analisi FEM dinamica: andamento nodale degli stress alla Von Mises

zazione più comoda, viene utilizzato un fattore di scala $\varepsilon = 400$. Lo sforzo nodale massimo riscontrato risulta essere pari a

$$\sigma_{max} = 7.95N/mm^2 \quad (6)$$

che risulta compatibile con la resistenza del materiale applicato. Sovrastimando il coefficiente μ ad un valore $\mu_{over} = 0.6^2$, l'impulso eccitante risulta essere pari a

$$I = \mu_{over} \times P = 0.6 \times 8000N = 4800N \quad (7)$$

²Caratteristico dello strisciamento di materiale metallico su legno

Considerato il terzo modo naturale di vibrazione ed un coefficiente di smorzamento alla Rayleigh³, la deflessione nodale massima riscontrata risulta essere pari a

$$w_{max} = 0.15mm \quad (8)$$

5 Conclusions

La verifica sperimentale di quanto esposto stata affidata ad un rilievo mediante stazione totale Leica TDA5005. L'utilizzo di target prismatici opportuni e compatibili con il sistema di misura, posizionati in corrispondenza della zona massimamente flessa, ha portato ad una stima della deflessione massima pari a $0.05mm$, validando pertanto il calcolo numerico eseguito al calcolatore.

References

- [1] Luigi Baldassini, Vademecum per disegnatori e tecnici, Hoepli 2002.
- [2] Stephen P. Timoshenko, Theory of plates and shells, McGraw-Hill 1960.

³Lo smorzamento del sistema viene definito come una combinazione della sua massa e della sua rigidità. Tale approccio attribuisce lo smorzamento a ciascuna frequenza propria secondo una legge quadratica