

## ***STUDIO TEORICO SULLA PROPAGAZIONE DELLE SOLLECITAZIONI DINAMICHE DURANTE LA RACCOLTA MECCANIZZATA SU DI UN TENDONE PER L'UVA***

Altieri G.\*, Arrivo A.\*

\* Dipartimento DITEC - Università degli Studi della Basilicata

### Riassunto

Al fine di caratterizzare le sollecitazioni dinamiche a cui i tendoni per l'uva sono sottoposti durante la raccolta meccanizzata è stato sviluppato un modello ad elementi finiti. Dal modello dinamico, attraverso la simulazione, vengono caratterizzate le sollecitazioni dinamiche agenti sul tendone durante la raccolta meccanizzata. Esiste un numero minimo di maglie per l'allevamento a tendone superato il quale vengono innescati dei fenomeni di risonanza con conseguente possibile perdita di prodotto e sollecitazione anomala della struttura.

### *Summary*

*In order to study the dynamic forces interacting with "tendone" vineyard during mechanical grapes fruit harvesting, a finite elements model was developed. With this model the time-domain responses on the "tendone" vineyard during the mechanical harvesting are obtained.. The study evidences that a maximal grid number exist, in order to ensure that the structure is not near resonance.*

### **1. INTRODUZIONE**

Il sistema di allevamento a tendone per l'uva da vino consente di sfruttare appieno la radiazione solare a causa della peculiare distribuzione dell'apparato vegetativo e produttivo ed è per questo motivo che ha subito una notevole diffusione grazie all'elevata produzione unitaria che permette di ottenere specialmente nelle regioni del Sud Italia.

Al fine della riduzione dei costi di produzione unitari si adottano attualmente delle macchine vendemmiatrici che entrando nell'interfilare raccolgono il prodotto convogliandolo in un cassone o rimorchio.

La statica di queste strutture funicolari è stata approfonditamente studiata (Scarascia Mugnozza G. et al., 1988) giungendo a definire dei metodi di calcolo per il dimensionamento ottimale dei singoli componenti della struttura (Scarascia Mugnozza G. et al., 1991).

Occorre tuttavia considerare che una macchina vendemmiatrice raccoglie il prodotto sollecitando la struttura attraverso delle vibrazioni localizzate ma che tali sollecitazioni non vengono tenute in conto nel dimensionamento ottimale statico.

In effetti durante le prove dinamiche eseguite su tendoni correttamente dimensionati si sono verificate delle rotture dei tiranti interni ed un generale rilassamento della struttura.

Pertanto al fine di caratterizzare e quantificare quali siano le sollecitazioni dinamiche alle quali sono soggetti i tendoni per l'uva durante la raccolta meccanizzata si è iniziato con un sistema automatico che permettesse la raccolta dei dati riguardanti le sollecitazioni statiche agenti sulla struttura ed in particolare i valori delle tensioni statiche nei tiranti (Altieri G. et al., 1997).

In seguito è stato sviluppato un modello dinamico riguardante la struttura in esame.

Dopo opportune semplificazioni, necessarie per ridurre il tempo di calcolo su personal computer, dal modello dinamico si è arrivati a caratterizzare, attraverso la simulazione, le sollecitazioni dinamiche agenti sul tendone durante la raccolta meccanizzata.

Si è considerato il tendone scarico e soggetto solo al peso proprio.

Le sollecitazioni dinamiche sono state ottenute dal modello ipotizzando l'azione sul tendone di un particolare tipo di macchina raccogliitrice caratterizzata dall'aver dei pettini verticali oscillanti nel senso di avanzamento della macchina e contemporaneamente dotati di moto alternativo lungo l'asse verticale.

La macchina è stata considerata in posizione fissa con i pettini oscillanti in movimento alternativo lungo la direzione del filare.

## 2. MODELLO DINAMICO AD ELEMENTI FINITI DELLA STRUTTURA

Il modello della struttura è mostrato nella Fig. 1.

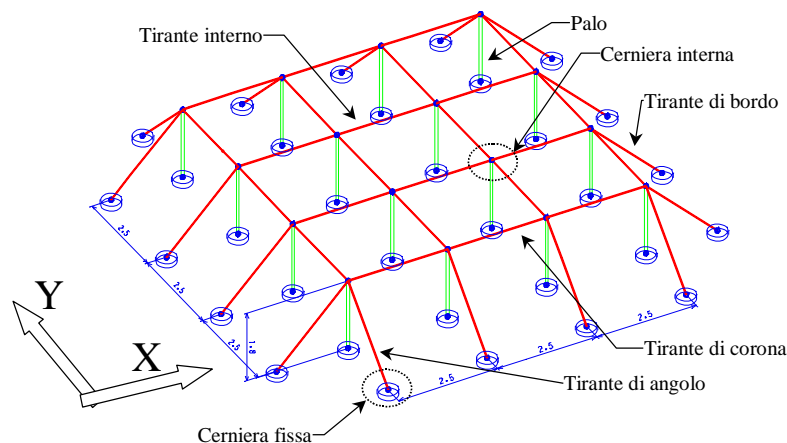


Fig. 1. Disegno schematico del modello adottato per la struttura.

Il sistema viene schematizzato tramite funi tese assimilate ad aste rigide con punti nodali vincolati a pendoli rappresentanti i pali di sostegno della struttura che a loro volta sono incernierati al suolo con un vincolo non cedevole (Scarascia Mugnozza G. et al., 1988).

Se le funi sono sufficientemente tese il sistema sforzi-deformazioni si avvicina alla linearità e l'intero sistema può essere pensato come un sistema reticolare formato da aste rigide incernierate (Belluzzi O., 1977).

Gli elementi di vincolo al suolo sono considerati vincolati con il vincolo di “cerniera fissa” mentre internamente gli elementi della struttura sono considerati vincolati tramite il vincolo di “cerniera interna”.

I nodi della struttura ad elementi finiti verranno considerati coincidenti con le cerniere della struttura.

Per quanto riguarda la struttura, considereremo i parametri strutturali elencati nella Tab. 1.

Tab. 1. *Elenco dei parametri strutturali.*

|   | <b>Tiranti</b>   | <b>Pali</b>         |
|---|------------------|---------------------|
| <b>Materiale</b>                                    | acciaio inox     | calcestruzzo armato |
| <b>Densità <math>\rho</math> [kg/m<sup>3</sup>]</b> | 7500             | 2500                |
| <b>Modulo di Young [N/mm<sup>2</sup>]</b>           | $2,1 \cdot 10^5$ | $2,1 \cdot 10^4$    |
| <b>Diametro equivalente [mm]</b>                    | 4                | 70                  |
| <b>Altezza [m]</b>                                  | -                | 1,80                |
| <b>Campata [m]</b>                                  | 2,50             | -                   |

Inoltre considereremo degli smorzamenti strutturali tipici come quelli riportati nella Tab. 2.

Tab. 2. *Elenco degli smorzamenti strutturali.*

| <b>Frequenza [Hz]</b> | <b>Smorzamento percentuale</b> |
|-----------------------|--------------------------------|
| 10                    | 2%                             |
| 20                    | 3%                             |

Infine si considereranno le pretensioni negli elementi della struttura secondo quanto esposto nella Tab. 3, derivata da una serie di rilievi statici effettuati tramite “strain-gauges”.

Tab. 3. *Elenco delle pretensioni sugli elementi strutturali.*

| <b>ELEMENTO</b>          | <b>PRETENSIONE [N]</b> |
|--------------------------|------------------------|
| <b>Palo</b>              | 500                    |
| <b>Tirante di angolo</b> | 1500                   |
| <b>Tirante di corona</b> | 800                    |
| <b>Tirante interno</b>   | 500                    |
| <b>Tirante di bordo</b>  | 1000                   |

La simulazione riguardante la dinamica della struttura è stata ottenuta adottando il metodo degli elementi finiti ed ipotizzando un particolare tipo di elemento finito quale è la “funne in tensione” (Brebba C. A. et al. 1982; Diana G. et al. 1993; Kreyszig E., 1988; Rao S. S., 1995; Thomson W. T., 1993).

L’elemento “funne in tensione” verrà considerato privo sia di rigidità torsionale che di rigidità flessionale, in tali ipotesi l’elemento verrà individuato nello spazio dai suoi due nodi di estremità per cui l’elemento avrà 6 gradi di libertà.

Il metodo agli elementi finiti consiste in una descrizione lagrangiana della struttura in cui come coordinate lagrangiane vengono scelte le coordinate di spostamento dei nodi della struttura raggruppate nel vettore  $\underline{X}=(x_1 \ y_1 \ z_1 \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \dots \ x_n \ y_n \ z_n)^T$ , avendo indicato con l’apice “T” l’operazione di trasposizione.

In funzione di  $\underline{X}$  vengono poi espressi gli spostamenti  $\underline{u}_k(\alpha,\beta,\gamma,t)$ ,  $\underline{v}_k(\alpha,\beta,\gamma,t)$ ,  $\underline{w}_k(\alpha,\beta,\gamma,t)$  del continuo all’interno del generico elemento finito k-esimo tramite le cosiddette funzioni di forma  $\underline{U}_k(\alpha,\beta,\gamma)$ ,  $\underline{V}_k(\alpha,\beta,\gamma)$ ,  $\underline{W}_k(\alpha,\beta,\gamma)$  che si considerano note ed

esprimenti una relazione lineare fra i nodi di estremità ed il continuo interno all'elemento finito stesso, essendo  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$  le coordinate espresse nel riferimento locale cartesiano dell'elemento finito.

Attuandosi nel continuo una deformazione, questa viene a dipendere, tramite le funzioni di forma, dalle coordinate indipendenti degli spostamenti nodali  $\underline{X}$  della struttura e quindi da queste è possibile ottenere le varie forme di energia da considerare nelle equazioni di Lagrange.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial C}{\partial \dot{X}_j} \right) - \frac{\partial C}{\partial X_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{X}_j} + \frac{\partial P}{\partial X_j} = F_j \quad j = 1 \dots 3n$$

Dove "C" rappresenta l'energia cinetica come somma dei contributi associati a tutti gli elementi del sistema, "D" rappresenta l'energia dissipata durante il moto della struttura, "P" rappresenta l'energia potenziale somma dei contributi dovuti a tutti gli elementi del sistema. " $\underline{F}$ " è il vettore delle forze agenti sui nodi della struttura o del sistema di forze ridotto a forze nodali energeticamente equivalenti.

Se il problema viene ipotizzato localmente lineare rispetto ai termini inerziali ed elastici, se le condizioni vincolari rimangono costanti nel tempo e se gli spostamenti dinamici della struttura sono piccoli nell'intorno della posizione di equilibrio, allora si ottengono le equazioni di moto del sistema nella caratteristica forma:

$$M \cdot \ddot{\underline{X}} + R \cdot \dot{\underline{X}} + K \cdot \underline{X} = \underline{F}$$

Dove, essendo "n" il numero di nodi del sistema, "M" è la matrice di massa del sistema, "K" è la matrice di rigidità del sistema e "R" è la matrice di smorzamento del sistema tutte aventi dimensioni (3nx3n).

Si definisca il vettore degli spostamenti nodali  $\underline{X}_k = [u_{1k} \ v_{1k} \ w_{1k} \ u_{2k} \ v_{2k} \ w_{2k}]$  riferito rispetto al riferimento locale, nel nostro caso particolare della "funne in tensione", per la supposta linearità, ipotizzando il disaccoppiamento fra i moti longitudinali e quelli trasversali, il continuo interno all'elemento finito sarà descritto da equazioni dipendenti, tramite parametri da determinare, dalla sola coordinata longitudinale  $\alpha$  del riferimento locale della funne, detta  $L_k$  la lunghezza del k-esimo elemento finito, si deducono le seguenti determinazioni delle funzioni di forma per ogni elemento k-esimo "funne in tensione":

$$\underline{U}_k(\alpha) = \begin{bmatrix} 1 - \frac{\alpha}{L_k} \\ 0 \\ 0 \\ \frac{\alpha}{L_k} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \underline{V}_k(\alpha) = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 - \frac{\alpha}{L_k} \\ 0 \\ 0 \\ \frac{\alpha}{L_k} \\ 0 \end{bmatrix} \quad \underline{W}_k(\alpha) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 - \frac{\alpha}{L_k} \\ 0 \\ 0 \\ \frac{\alpha}{L_k} \end{bmatrix}$$

La deformazione interna dell'elemento k-esimo è espressa quindi tramite i seguenti prodotti scalari:

$$u_k(\alpha, t) = \underline{U}_k^T(\alpha) \cdot \underline{X}_k(t); \quad v_k(\alpha, t) = \underline{V}_k^T(\alpha) \cdot \underline{X}_k(t); \quad w_k(\alpha, t) = \underline{W}_k^T(\alpha) \cdot \underline{X}_k(t)$$

Detta  $m_k$  la massa per unità di lunghezza supposta costante lungo l'elemento, l'energia cinetica  $C_k$  associata all'elemento finito k-esimo è esprimibile, dopo opportune semplificazioni, come:

$$C_k = \frac{1}{2} \cdot \dot{\underline{X}}_k^T \cdot \underline{M}_k \cdot \dot{\underline{X}}_k$$

dove  $\underline{M}_k$  è la seguente matrice simmetrica (6x6):

$$\underline{M}_k = m_k \cdot L_k \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & 0 & 0 & \frac{1}{6} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{3} & 0 & 0 & \frac{1}{6} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{3} & 0 & 0 & \frac{1}{6} \\ \frac{1}{6} & 0 & 0 & \frac{1}{3} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{6} & 0 & 0 & \frac{1}{3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{6} & 0 & 0 & \frac{1}{3} \end{bmatrix}$$

L'energia potenziale  $P_k$  che compete all'elemento k-esimo è somma del contributo dovuto agli sforzi assiali e dei contributi dei moti trasversali dipendente dalla tensione statica  $T_{0k}$  supposta costante. Pertanto se  $E_k$  è il modulo di Young ed  $A_k$  è la sezione dell'elemento k-esimo supposti entrambi costanti lungo l'elemento stesso, si ha, dopo opportune semplificazioni, che:

$$P_k = \frac{1}{2} \cdot \underline{X}_k^T \cdot \underline{K}_k \cdot \underline{X}_k$$

dove  $\underline{K}_k$  è la seguente matrice simmetrica (6x6):

$$\underline{K}_k = \frac{1}{L_k} \cdot \begin{bmatrix} E_k \cdot A_k & 0 & 0 & -E_k \cdot A_k & 0 & 0 \\ 0 & T_{0k} & 0 & 0 & -T_{0k} & 0 \\ 0 & 0 & T_{0k} & 0 & 0 & -T_{0k} \\ -E_k \cdot A_k & 0 & 0 & E_k \cdot A_k & 0 & 0 \\ 0 & -T_{0k} & 0 & 0 & T_{0k} & 0 \\ 0 & 0 & -T_{0k} & 0 & 0 & T_{0k} \end{bmatrix}$$

Se "e" è il numero di elementi finiti della struttura le energie associate alla struttura si scrivono come:

$$C = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^e \dot{\underline{X}}_k^T \cdot \underline{M}_k \cdot \dot{\underline{X}}_k \quad P = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^e \underline{X}_k^T \cdot \underline{K}_k \cdot \underline{X}_k$$

Sia  $\underline{R}_k$  (6x6) la matrice di trasformazione delle coordinate, relativa all'elemento k-esimo, per il passaggio dal riferimento locale a quello globale, definita tramite le componenti dei versori del riferimento locale ( $\underline{R}_k \cdot \underline{R}_k^T = \underline{I}$  (6x6)), sia, inoltre,  $\underline{S}_k$  (3nx6) la matrice di posizionamento delle coordinate tale che premoltiplicata per il vettore  $\underline{R}_k \cdot \underline{X}_k$  dia un vettore  $\underline{Y}_k$  (3nx1) con le coordinate posizionate come nel vettore  $\underline{X}$  (3nx1) delle coordinate lagrangiane del sistema ( $\underline{S}_k \cdot \underline{S}_k^T = \underline{I}$  (6x6)).

Tramite queste definizioni le equazioni dell'energia cinetica e potenziale diventano:

$$C = \frac{1}{2} \cdot \dot{\underline{X}}^T \cdot \left[ \sum_{k=1}^e S_k \cdot R_k \cdot M_k \cdot R_k^T \cdot S_k^T \right] \cdot \dot{\underline{X}}; \quad P = \frac{1}{2} \cdot \underline{X}^T \cdot \left[ \sum_{k=1}^e S_k \cdot R_k \cdot K_k \cdot R_k^T \cdot S_k^T \right] \cdot \underline{X}$$

Ove le seguenti matrici M (3nx3n) e K (3nx3n) sono rispettivamente le matrici di massa e di rigidità del sistema in esame che compaiono nelle equazioni di moto:

$$M = \sum_{k=1}^e S_k \cdot R_k \cdot M_k \cdot R_k^T \cdot S_k^T; \quad K = \sum_{k=1}^e S_k \cdot R_k \cdot K_k \cdot R_k^T \cdot S_k^T$$

La matrice di smorzamento R che compare nelle equazioni di moto è supposta proporzionale alle matrici M e K:

$$R = \alpha \cdot M + \beta \cdot K$$

Tali coefficienti di proporzionalità sono legati allo smorzamento critico del j-esimo modo di vibrazione dalla relazione:

$$\zeta_j = \frac{\alpha}{2 \cdot \omega_j} + \frac{\beta \cdot \omega_j}{2}$$

Essendo  $\zeta$  dell'ordine di 1%-5%.

Pertanto fissate due frequenze ed i rispettivi smorzamenti critici si ottengono i valori di  $\alpha$  e  $\beta$ .

L'analisi procede ora sul metodo di imposizione dei vincoli.

I vincoli del modello saranno o cerniere fisse che vincolano i tre gradi di libertà di un nodo, o cerniere interne che vincolano fra di loro i nodi di estremità di due elementi, quest'ultimo tipo di vincolo è automaticamente imposto dalla scelta operata sulle coordinate lagrangiane; per quanto riguarda il vincolo di cerniera fissa questo è imposto spostando le 3 equazioni di moto del nodo in questione alla fine del sistema di equazioni: quest'operazione è automaticamente applicata a tutti i nodi fissi del sistema definendo una matrice di permutazione W (3nx3n) che premoltiplicata per il vettore  $\underline{X}$  ci dia un vettore  $\underline{Y} = W \cdot \underline{X}$  che ha le coordinate lagrangiane di tutti i nodi vincolati posti alla fine del vettore stesso, ovviamente  $W \cdot W^T = I$  per cui  $\underline{X} = W^T \cdot \underline{Y}$ .

La risoluzione del sistema procede dapprima nel riordino delle equazioni al fine di esplicitare l'applicazione dei vincoli di cerniera fissa ai nodi vincolati:

$$M \cdot \ddot{\underline{X}} + R \cdot \dot{\underline{X}} + K \cdot \underline{X} = \underline{F}$$

$$(W \cdot M \cdot W^T) \cdot \ddot{\underline{Y}} + (W \cdot R \cdot W^T) \cdot \dot{\underline{Y}} + (W \cdot K \cdot W^T) \cdot \underline{Y} = (W \cdot \underline{F})$$

$$\begin{bmatrix} M_{ff} & M_{fv} \\ M_{vf} & M_{vv} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\underline{Y}}_f \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_{ff} & R_{fv} \\ R_{vf} & R_{vv} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\underline{Y}}_f \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ff} & K_{fv} \\ K_{vf} & K_{vv} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{Y}_f \\ \underline{Y}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{F}_f \\ \underline{F}_v + \underline{R}_v \end{bmatrix}$$

Essendo  $\underline{Y}_v$  il vettore noto delle posizioni nodali fisse ed  $\underline{R}_v$  le reazioni vincolari incognite.

Detto "f" il numero di cerniere interne, il sistema di 3f equazioni in 3f incognite diviene così:

$$M_{ff} \cdot \ddot{\underline{Y}}_f + R_{ff} \cdot \dot{\underline{Y}}_f + K_{ff} \cdot \underline{Y}_f + K_{fv} \cdot \underline{Y}_v = \underline{F}_f$$

Mentre le reazioni vincolari vengono trovate tramite il sistema di equazioni:

$$M_{vf} \cdot \ddot{\underline{Y}}_f + R_{vf} \cdot \dot{\underline{Y}}_f + K_{vf} \cdot \underline{Y}_f + K_{vv} \cdot \underline{Y}_v = \underline{F}_v + \underline{R}_v$$

Poniamoci ora nel caso di forzanti applicate armoniche costituite da un termine costante  $A0_{k,i}$  e da un termine coseno a pulsazione  $\omega$  di ampiezza  $A_{k,i}$  e fase  $\phi_{k,i}$  per ogni

nodo k-esimo e per la coordinata i-esima del nodo. In questo caso l'analisi a regime può condursi nel campo complesso utilizzando il "metodo dei fasori".

Si considera che il termine forzante, per ogni nodo k-esimo, abbia la seguente forma:

$$\underline{F}_k = \underline{A}0_k + \underline{A}_k \cdot e^{j\omega t}$$

Essendo  $\underline{A}_k$  un vettore di numeri complessi.

Ipotizziamo inoltre che non vi siano forze applicate nei nodi fissi: in tal caso  $\underline{F}_v=0$ , ed ovviamente  $\underline{Y}_v=0$ .

Tramite la sovrapposizione degli effetti l'analisi si può scindere in un'analisi statica ed in una dinamica: la soluzione a regime sarà la somma delle soluzioni ottenute nei due casi precedenti.

**La soluzione statica degli spostamenti è data da:**

$$\underline{Y}0_f = \underline{K}_{ff}^{-1} \cdot \underline{F}0_f \quad \underline{Y}0_v=0$$

Avendo denotato con l'apice "-1" l'operazione di inversione di matrice.

**La soluzione statica delle reazioni vincolari è data da:**

$$\underline{R}0_v = \underline{K}_{vf} \cdot \underline{Y}0_f = \underline{K}_{vf} \cdot \underline{K}_{ff}^{-1} \cdot \underline{F}0_f \quad \underline{R}0_f=0$$

Nel campo complesso il sistema di equazioni diventa:

$$-\omega^2 \cdot \underline{M}_{ff} \cdot \underline{Y}_f + j\omega \cdot \underline{R}_{ff} \cdot \underline{Y}_f + \underline{K}_{ff} \cdot \underline{Y}_f + \underline{K}_{fv} \cdot \underline{Y}_v = \underline{F}_f$$

$$-\omega^2 \cdot \underline{M}_{vf} \cdot \underline{Y}_f + j\omega \cdot \underline{R}_{vf} \cdot \underline{Y}_f + \underline{K}_{vf} \cdot \underline{Y}_f + \underline{K}_{vv} \cdot \underline{Y}_v = \underline{F}_v + \underline{R}_v$$

Per cui, essendo  $\underline{F}_v=0$  e  $\underline{Y}_v=0$ , **la soluzione dinamica degli spostamenti nodali è data da:**

$$\underline{Y}D_f = \left( -\omega^2 \cdot \underline{M}_{ff} + j\omega \cdot \underline{R}_{ff} + \underline{K}_{ff} \right)^{-1} \cdot \underline{F}D_f \quad \underline{Y}D_v=0$$

**La soluzione dinamica delle reazioni vincolari è data da:**

$$\underline{R}D_v = \left( -\omega^2 \cdot \underline{M}_{vf} + j\omega \cdot \underline{R}_{vf} + \underline{K}_{vf} \right) \cdot \underline{Y}D_f \quad \underline{R}D_f=0$$

Riapplicando la matrice di permutazione W si ottengono le soluzioni ordinate secondo l'originario vettore  $\underline{X}$  delle coordinate lagrangiane.

**Per la soluzione statica si ha:**

$$\underline{X}0 = W^T \cdot \begin{bmatrix} \underline{Y}0_f \\ \underline{Y}0_v \end{bmatrix} \text{ (spostamenti statici);} \quad \underline{R}0 = W^T \cdot \begin{bmatrix} \underline{R}0_f \\ \underline{R}0_v \end{bmatrix} \text{ (reazioni vincolari statiche)}$$

**Per la soluzione dinamica si ha:**

$$\underline{X}D = W^T \cdot \begin{bmatrix} \underline{Y}D_f \\ \underline{Y}D_v \end{bmatrix} \text{ (spost. dinamici);} \quad \underline{R}D = W^T \cdot \begin{bmatrix} \underline{R}D_f \\ \underline{R}D_v \end{bmatrix} \text{ (reaz. vinc. dinamiche)}$$

Pertanto per il generico nodo k-esimo e lungo la generica coordinata m-esima, se  $v0_{k,m}$  è la relativa componente statica nel vettore  $\underline{X}0$  e  $vd_{k,m}$  è la relativa componente dinamica (numero complesso) nel vettore  $\underline{X}D$ , la soluzione nel dominio del tempo si esprime come:

$$v_{k,m}(t) = v0_{k,m} + \text{MOD}(vd_{k,m}) \cdot \cos(\omega \cdot t + \text{ARG}(vd_{k,m}))$$

Essendo  $\text{MOD}(vd_{k,m})$  e  $\text{ARG}(vd_{k,m})$  rispettivamente modulo e fase del numero complesso  $vd_{k,m}$ .

### 3. *PROVE PRELIMINARI*

Rilievi sperimentali preliminari sono stati condotti ponendo la macchina in posizione mobile lungo un filare e rilevando le sollecitazioni in prossimità di un palo fisso dello stesso filare tramite un accelerometro monoassiale. In Fig. 2 è riprodotta una foto della macchina vendemmiatrice con il particolare dei pettini oscillanti.

L'apparecchiatura usata allo scopo era composta da:

- ❖ computer portatile modello IBM ThinkPad 760ED;
- ❖ docking station per il computer portatile;
- ❖ scheda di acquisizione dati Keithley-MetraByte DAS-1801ST-DA a 16 canali con una frequenza di campionamento di 333 kHz;
- ❖ scheda Sample & Hold della Keithley-MetraByte modello SSH-8 FG;
- ❖ accelerometro piezoelettrico DeltaTron Bruel-Kjaer tipo 4396:
  - sensibilità assiale  $10.0 \text{ mV/ms}^{-2} \pm 2\%$ ;
  - intervallo di misura  $\pm 750 \text{ ms}^{-2}$ ;
  - intervallo di frequenze 1-14000 Hz;
  - rumore residuo  $< 40 \mu\text{V} (0.004 \text{ ms}^{-2})$ ;
  - peso 18.32 grammi.



Fig. 2. *Macchina vendemmiatrice e particolare dei pettini oscillanti.*

Caratteristiche della macchina vendemmiatrice:

- ❖ costruttore: ditta “Pasquali”, motore endotermico 37kW;
- ❖ organi di lavoro: pettini oscillanti semirigidi in materiale plastico il cui asse di oscillazione è dotato di movimento di rivoluzione attorno ad un asse solidale con la macchina;
- ❖ pettini oscillanti: da 100 a 600 battute/minuto regolabile tramite motore idraulico con manovellismo;
- ❖ frequenza di rivoluzione: da 0.5 a 3 rivoluzioni per secondo regolabile tramite motore idraulico con manovellismo;
- ❖ velocità di avanzamento massima 7 km/h regolabile tramite trasmissione idraulica;
- ❖ scarico prodotto: su nastro trasportatore verso un cassone rimorchiato o semovente.

La disposizione della macchina e degli apparati di rilievo dei dati è mostrata in Fig. 3.



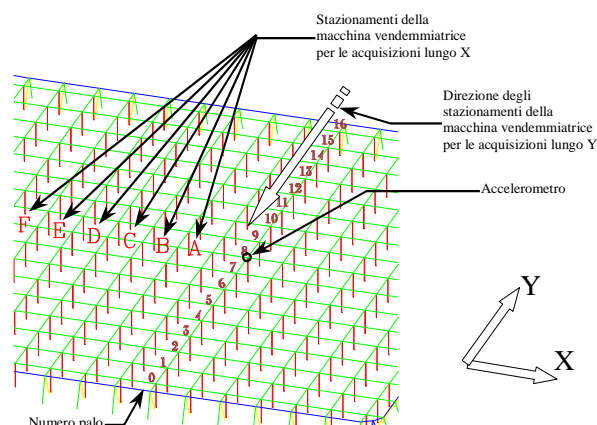


Fig. 3. Disposizione della macchina e degli apparati di rilievo sperimentale dei dati.

L'accelerometro monoassiale è disposto in posizione fissa sulla testa del palo 8.

Per gli stazionamenti della macchina lungo la direzione Y (pali 0, 1, 2, etc...) la misura dell'accelerazione è stata eseguita lungo l'asse Y.

Per gli stazionamenti della macchina lungo l'asse X (posizioni A, B, C, etc...) la misura dell'accelerazione è stata eseguita lungo l'asse X.

In Fig. 4 è mostrato il rilievo effettuato sul palo 8 lungo la direzione Y (lungo le direzioni X e Z le sollecitazioni sono trascurabili) mentre la macchina è posizionata lungo il filare in direzione del palo 6.

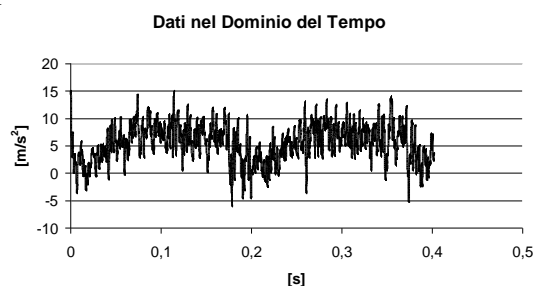


Fig. 4. Rilievo effettuato sul palo 8 lungo la direzione Y con la macchina posizionata lungo il filare in direzione del palo 6.

In Fig. 5 è mostrata l'analisi spettrale di assieme delle sollecitazioni rilevate sulla testa del palo 8 in direzione Y mentre la macchina veniva spostata in direzione Y, in tale figura si può notare che la sollecitazione fondamentale dovuta alla macchina è pari a  $5.5 \pm 0.5$  Hz, inoltre quando la macchina arriva sul palo dove è posizionato l'accelerometro nella sollecitazione compaiono altre frequenze a testimonianza del fatto che l'interazione macchina-tendone è molto complessa.

In Fig. 6 è mostrata l'analisi spettrale di assieme delle sollecitazioni rilevate in direzione X mentre la macchina veniva spostata in direzione X nelle posizioni denominate "A", "B", "C", "D", "E", "F" in Fig. 3; si nota ancora una volta che la sollecitazione fondamentale dovuta alla macchina è pari a  $5.5 \pm 0.5$  Hz.

Nella Fig. 7 viene mostrata la tipica propagazione delle vibrazioni "a croce" quale viene osservata sperimentalmente quando la macchina è posizionata ferma lungo un filare. L'entità delle sollecitazioni sul tendone al di fuori di queste linee di propagazione è trascurabile.

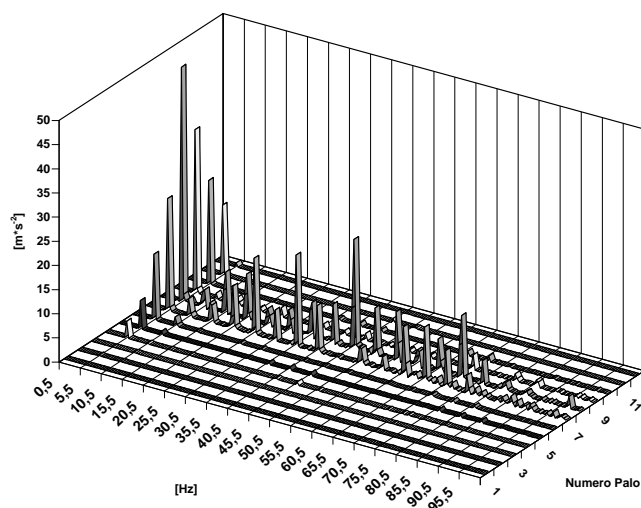


Fig. 5. Analisi spettrale delle sollecitazioni rilevate sulla testa del palo 8 in direzione Y mentre la macchina viene spostata in direzione Y.

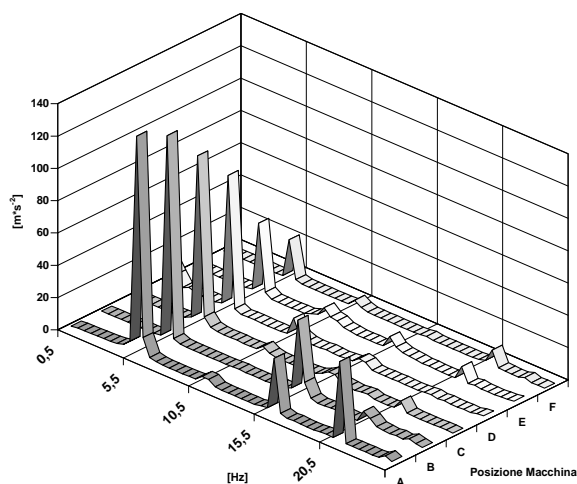


Fig. 6. Analisi spettrale delle sollecitazioni rilevate sulla testa del palo 8 in direzione X mentre la macchina viene spostata in direzione X.

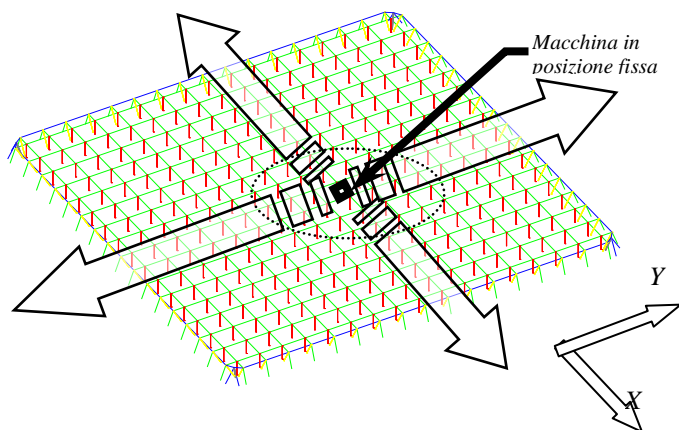


Fig. 7. Tipica propagazione delle vibrazioni "a croce" quale viene osservata sperimentalmente quando la macchina è posizionata ferma lungo un filare.

#### 4. SIMULAZIONE CON MACCHINA VENDEMMIATRICE IN POSIZIONE FISSA

Al fine di far adattare la risposta del modello ai dati ottenuti sperimentalmente, si è ipotizzato un tendone composto da una griglia quadrata 16x15.

La macchina raccoglitrice è considerata in posizione fissa e la sua azione, agente in direzione dell'asse Y, è schematizzata tramite due forze giacenti nel piano X-Y, oscillanti sinusoidalmente, agenti rispettivamente sul nodo superiore di due pali adiacenti, inclinate di un angolo  $\alpha$  rispetto all'asse X ed antisimmetriche rispetto all'asse Y, secondo quanto delineato in Fig. 8.

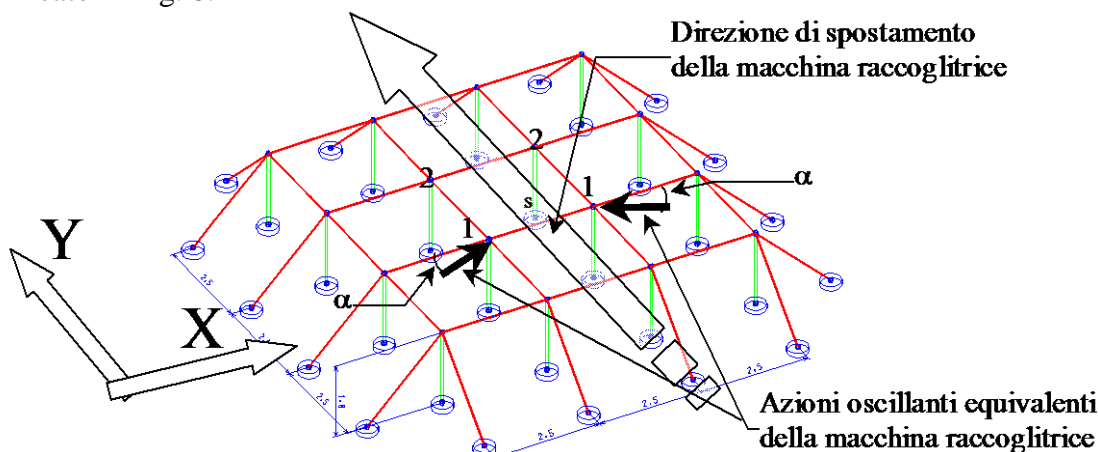


Fig. 8. Schema dell'azione della macchina sulla struttura.

In base ai rilievi sperimentali si è ipotizzato che l'oscillazione sinusoidale delle due forze sia del tipo normalizzato  $(0.5 + 0.5 \cdot \cos(\omega \cdot t - \pi))$  con una frequenza di 5.5 [Hz] ( $\omega = 2 \cdot \pi \cdot 5.5$ ).

Dai rilievi sperimentali sono stati tarati i parametri  $\alpha$  (angolo di inclinazione rispetto all'asse X delle due forze equivalenti all'azione della macchina) ed FA (modulo delle suddette forze) in modo tale da avere una corrispondenza di risposta fra la simulazione ed i dati sperimentali.

Tramite la simulazione sul modello ipotizzato, si ottengono le risposte nel dominio del tempo delle oscillazioni sulla testa dei singoli pali componenti la struttura con la tipica propagazione "a croce" osservata durante le prove sperimentali condotte in campo.

In Fig. 9 viene mostrata la tipologia di propagazione della sollecitazione ed inoltre per i pali lungo le linee di propagazione (indicate dalle direzioni X-X ed Y-Y) viene dato un grafico (Fig. 10 e Fig. 11 rispettivamente) mostrante la variazione del modulo dell'ampiezza di sollecitazione  $|X|$  per ciascun palo e lungo i tre assi coordinati X, Y, Z.

La riduzione dell'ampiezza di sollecitazione è non lineare come si osserva anche dai dati sperimentali.

Le ampiezze di sollecitazione sono congruenti con quelle osservate nel caso reale.

Nel caso del tendone 16x15 non si osserva l'eccitazione di alcun modo di vibrazione naturale, infatti in questo caso il primo modo di vibrazione naturale (derivato dalla parte immaginaria degli autovalori del sistema di equazioni risolventi la struttura) ha una frequenza calcolata in 11,33 Hz mentre l'oscillazione imposta dalla macchina è pari a 5.5 Hz.

In ogni caso permane la trascurabilità della sollecitazione nella direzione dell'asse Z.

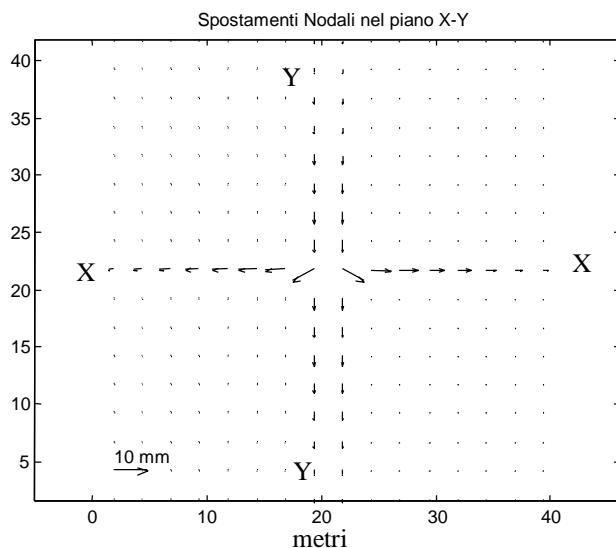


Fig. 9. Tipologia di propagazione della sollecitazione per un tendone composto da 16x15 campate.

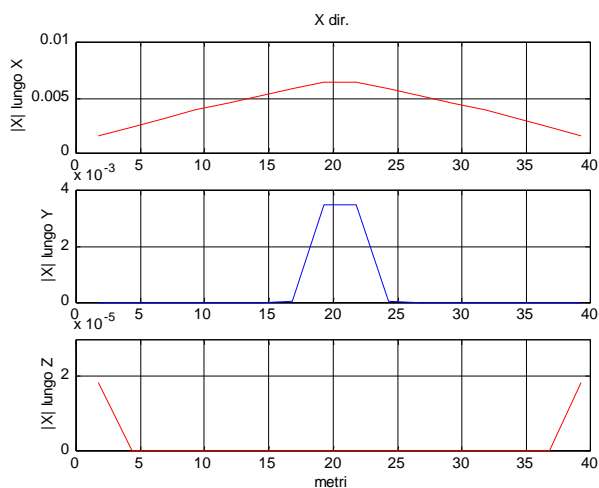


Fig. 10. Variazione del modulo dell'ampiezza di sollecitazione  $|X|$  per ciascun palo e lungo i tre assi coordinati X, Y, Z per i pali lungo la linea di propagazione X-X.

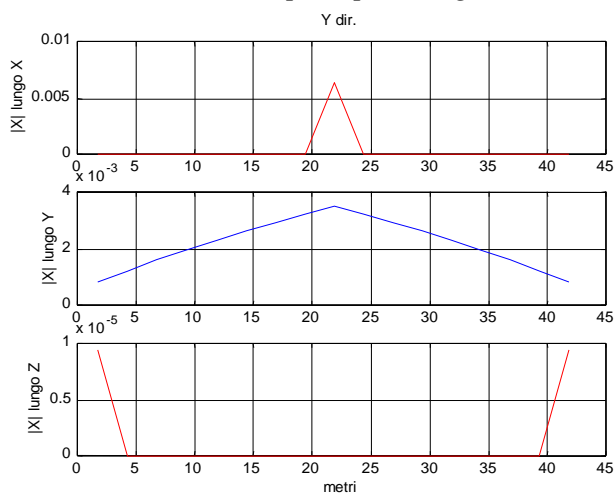


Fig. 11. Variazione del modulo dell'ampiezza di sollecitazione  $|X|$  per ciascun palo e lungo i tre assi coordinati X, Y, Z per i pali lungo la linea di propagazione Y-Y.

## 5. **CONCLUSIONI**

Il modello ipotizzato descrive con sufficiente accuratezza i fatti sperimentali osservati durante le prove in campo, rimangono da approfondire ulteriormente sia la tipologia dell'interazione macchina-tendone (sembra infatti che l'interazione più che una sollecitazione di tipo puramente sinusoidale sia simile ad una serie di urti ripetuti dei pettini oscillanti della macchina sulla struttura del tendone) sia la modellizzazione dell'interazione macchina-tendone mentre la macchina stessa avanza lungo un filare (attraverso la sovrapposizione degli effetti con funzioni ritardatrici) sia, inoltre, le opportune modifiche al modello che permettano di diminuire il tempo necessario ai calcoli pur mantenendo la stessa accuratezza di risposta.

Affinché la raccolta abbia un buon rendimento il massimo distacco del frutto deve avvenire sopra la zona occupata dalla tramoggia captatrice della macchina, mentre deve essere impedito il distacco del frutto nella zona di propagazione "a croce" delle vibrazioni; pertanto è molto importante la regolazione sia della frequenza che dell'ampiezza di vibrazione delle bacchette al fine di ottenere per la macchina le migliori condizioni di funzionamento, considerando che le caratteristiche di distacco dei frutti (ampiezza e frequenza della vibrazione) possono essere diverse in relazione ai molteplici vitigni interessati dalla raccolta.

Inoltre, lo studio dinamico delle sollecitazioni ha messo in luce che, nell'ottica della raccolta meccanizzata con l'ausilio di una macchina vendemmiatrice, esiste un numero massimo di maglie per l'allevamento a tendone che non deve essere superato pena l'innescarsi di fenomeni di risonanza con conseguente perdita di prodotto ed eccessiva sollecitazione della struttura.

## **BIBLIOGRAFIA**

Altieri G., Arrivo A., 1997: "Sistema automatico per l'acquisizione continua dei dati di sollecitazione statica e dinamica nei fili di una struttura portante per vigneto". Atti del VI Convegno Nazionale di Ingegneria Agraria "Ingegneria per un'Agricoltura Sostenibile" – "Edilizia agricola e territorio", 10-12 settembre 1997, Ancona: pag. 65-74.

Belluzzi O., 1977: "Scienza delle costruzioni". Vol 1, Zanichelli, Bologna.

Brebbia C. A., Connor J. J., 1982: "Fondamenti del metodo degli elementi finiti". CLUP, Milano.

Diana G., Cheli F., 1993: "Dinamica e vibrazione dei sistemi". UTET Libreria, Torino.

Kreyszig E., 1988: "Advanced engineering mathematics". 6 Ed., John Wiley & Sons, New York.

Rao S. S., 1995: "Mechanical vibrations". 3 Ed., Addison-Wesley Publishing Company, New York.

Scarascia Mugnozza G., Manera C., De Luca V., 1988. "Strutture funicolari di sostegno per colture arboree specializzate". Atti del IV Convegno Nazionale AIGR, Alghero (SS), 4-6 Maggio 1988: 448-454.

Scarascia Mugnozza G., Picuno P., 1991. "La progettazione di strutture a tendone per vigneto: prove sui materiali e metodi di calcolo". Rivista di Ingegneria Agraria (1991), 4: 208-217.

Thomson W. T., 1993: "Theory of vibration with applications". 4 Ed., Chapman & Hall, London.