

**ATTI DEL CONVEGNO**

**Progetto POM B02**

Riduzione del costo di produzione,  
miglioramento della qualità  
e tutela dell'ambiente  
nella filiera olivicolo-olearia

22 - 23 novembre 2001  
Ex Convento di S. Francesco  
Siacca (AG)

## STUDIO DELLE VIBRAZIONI NELLA RACCOLTA MECCANIZZATA DELL'OLIVO

Giuseppe Altieri<sup>1</sup>  
*Dipartimento Tecnico Economico  
Università della Basilicata  
C.da Macchia Romana – 85100 Potenza  
Email: altieri@unibas.it*

---

<sup>1</sup> Ricercatore presso il DITEC

## **RIASSUNTO**

### **STUDIO DELLE VIBRAZIONI NELLA RACCOLTA MECCANIZZATA DELL'OLIVO**

Si è studiata l'interazione esistente fra testata vibrante ed albero di olivo attraverso un modello ad elementi finiti ottenuto dai dati sperimentali.

L'analisi ha mostrato come l'impiego delle attuali testate scuotitrici che applicano una forza multidirezionale sia estremamente vantaggioso in virtù delle strette orbite con inversioni di moto molto accentuate che i nodi della struttura sono portati a compiere e di riflesso il sistema frutto-peduncolo, aumentando in tal modo la resa di caduta.

Il modello di albero medio ottenuto dai rilievi sperimentali ha mostrato delle frequenze proprie di risonanza prossime o all'incirca multiple di quelle riferite in letteratura per il distacco del sistema frutto-peduncolo,

I rami più sollecitati risultano essere quelli posti dalla stessa parte rispetto alla testata vibrante e prossimi ad essa, mentre i rami aventi le branche principali poste dalla parte opposta risultano essere meno sollecitati dalla vibrazione, tuttavia ulteriori prove sperimentali sono necessarie per confermare questo risultato del modello.

#### **Parole chiave:**

Raccolta meccanica, Oliva, Vibrazione, Elementi finiti.

## **SUMMARY**

### **VIBRATIONS STUDY IN OLIVE MECHANICAL HARVESTING**

The interaction between tree and shacking machine for olive mechanical harvesting was studied using a tree finite element model derived from experimental data.

The analysis show that the use of modern shacking machinery is extremely advantageous because the nodes of the structure are constrained to cover narrow orbits whit inversions of the motion that cause the increase in fall of olive from the tree.

The average model of tree that was obtained from experimental data has the resonance frequencies near or almost multiple of those reported in literature for the detach of the fruit-stem system.

The more solicited branches are those placed in the same part with respect to the head of the shacking machine and near to her, moreover others experimental proofs are needed for this.

#### **Key words:**

Mechanical harvesting, Olive, Vibration, Finite elements.

## 1. INTRODUZIONE

### Introduction

La raccolta delle olive viene effettuata prevalentemente con cantieri che prevedono la raccolta dall'albero con macchine scuotitrici per il tronco e/o le branche, che tramite vibrazioni di opportuna frequenza ed ampiezza inducono il distacco delle drupe e la loro successiva raccolta su teli o su organi intercettatori incorporati o portati.

Gli scuotitori, semoventi o portati da una trattoria di adeguata potenza, sono generalmente costituiti da una testata che trasferisce al tronco una vibrazione multidirezionale, in modo da ottenere buoni risultati in termini di distacco dei frutti.

Recenti miglioramenti nel funzionamento delle testate sono stati ottenuti introducendo in sequenza delle vibrazioni orbitali e delle vibrazioni multidirezionali, in tal modo la caduta dei frutti è stata aumentata del 15%, passando dal 70% all'85%. Si può così affermare che se la macchina viene fatta lavorare su piante predisposte per la raccolta meccanica e con olive aventi il giusto grado di maturazione, il prodotto che rimane sulla pianta non supera il 10-15%.

L'olio estratto da olive raccolte con lo scuotitore presenta caratteristiche organolettiche identiche a quello ottenuto da olive brucate. Dal punto di vista della salvaguardia dell'integrità dell'albero, va considerato che la struttura della pianta non risente negativamente di tale metodologia di raccolta, purchè il tempo di scuotimento non sia superiore a 10 s.

L'organo di presa è costituito da una pinza oleodinamica, idonea per l'aggancio della testata a diversi diametri del tronco, sospesa tramite catene ad un braccio telescopico, che permette l'aggancio della pinza a diverse altezze. Attraverso la presa delle ganasce della pinza, che serrano il tronco, viene trasmessa alla struttura della pianta la vibrazione ottenuta dal movimento di masse eccentriche controrotanti nella testata vibrante.

La percentuale di drupe cadute dopo lo scuotimento è strettamente correlata con la massa media delle drupe, che oscilla nel campo di variazione 1-10 g, e dal relativo livello di maturazione, dal quale è strettamente dipendente la forza di distacco. A tali considerazioni va aggiunto che la drupa è attaccata generalmente su rami sottili e flessibili che la isolano dalle vibrazioni e che rendono ancora più difficile il distacco dalla pianta.

## 2. STUDI PRECEDENTI

### Previous researches

Il distacco dell'oliva attraverso la vibrazione è influenzato da molti fattori quali le caratteristiche del frutto (volume, massa, lunghezza del peduncolo, grado di maturazione), le caratteristiche meccaniche e geometriche dell'albero e le caratteristiche della vibrazione forzante (frequenza, ampiezza, durata).

Il distacco del frutto avviene quando le forze inerziali, dovute al movimento del frutto, diventano maggiori della forza di trazione necessaria al distacco; quindi il sistema frutto-peduncolo deve essere fatto vibrare alla sua frequenza naturale di oscillazione creando in tal modo le elevate forze inerziali richieste per il distacco.

Markwardt *et al.* 1964 osservano come certe combinazioni di frequenza ed ampiezza sono più efficaci di altre che producono la stessa accelerazione forzante, e che le combinazioni di alte frequenze e piccole ampiezze sono le più efficaci, inoltre Fridley *et al.* 1973 trova che l'efficacia del distacco può essere aumentata aumentando sia la frequenza che l'ampiezza della vibrazione.

Fridley e Chin Yung 1975 osservano tre modi di oscillazione nelle olive: pendolare, rotazionale, longitudinale. Inoltre, indicano per il modo rotazionale alla frequenza di 850 cicli/minuto (14.17 Hz) lo sforzo più elevato all'unione fra frutto e peduncolo; in tali condizioni si verificano le condizioni ottimali per il distacco dell'oliva dal peduncolo.

Alper *et al.* 1976 riportano che il distacco del frutto è causato da uno stress ciclico che è determinato dal moto periodico fra la massa del frutto ed il peduncolo.

Cooke e Rand 1969 e Parchomchuk e Cooke 1972 riferiscono che il distacco è causato dalla massima forza di flessione relativa fra ramo e peduncolo o fra peduncolo e frutto e che certe frequenze di vibrazione sono più efficaci di altre. Essi concludono che per distaccare il frutto con il peduncolo la frequenza forzante deve essere il doppio della prima frequenza naturale del sistema, e che per distaccare il frutto senza peduncolo la frequenza forzante deve essere pari al doppio della seconda frequenza naturale del sistema.

Successivamente Rand e Cooke 1970 provano che il primo modo di vibrazione è relativamente indipendente dall'ampiezza dell'oscillazione angolare, mentre il contrario avviene per il secondo modo di vibrazione.

Infine Paschino e Mura 1997 notano una correlazione significativa fra la resa di raccolta con testata scuotitrice su cv. "Bosana" monocaule ed il portamento dei rami fruttiferi: per i rami fruttiferi assurgenti la resa di raccolta arriva al 95%, per quelli orizzontali arriva all'85% e per quelli penduli solo al 76%.

Alla luce di tanti risultati di carattere sperimentale, per poter procedere alla progettazione di una testata vibrante adeguata alle caratteristiche degli alberi appare evidente l'importanza di definire il modello teorico della propagazione delle vibrazioni lungo le branche dell'albero una volta che la testata vibrante sia agganciata al tronco oppure su una delle branche principali. Considerando che sono proprio le vibrazioni trasmesse dai rami che andranno a sollecitare il sistema oliva-peduncolo e quindi determineranno il distacco della drupa.

### 3. MATERIALI E METODI

#### Materials and methods

Le prove sono state eseguite con una testata vibrante della ditta S.I.CO.M., modello sperimentale, utilizzata in un oliveto con piante allevate a vaso, di età 20 anni e diametro medio del tronco di 28.7 cm. (Fig.1).



**Figura 1:** Testata vibrante agganciata mentre impartisce la vibrazione all'albero

Le prove sono state eseguite agganciando la testata vibrante al tronco (Fig. 2). Quindi, come nelle normali operazioni di scuotimento, la forcella di sostegno della testata è stata abbassata, allentando le catene di sostegno e quindi rendendo la testata solidale con l'albero da sottoporre a scuotimento. Il motore idraulico di potenza 40 kW è stato impiegato per porre in rotazione due masse eccentriche poste nella testata vibrante a due diverse frequenze dipendenti dalla portata e pressione del circuito idraulico.

In tal modo sono state create le due sollecitazioni sinusoidali controrotanti che danno luogo a un battimento fra le due frequenze sunnominate e quindi a un vettore di accelerazione risultante

applicato alla pianta che ruota e contemporaneamente varia la sua ampiezza. Da ciò si ha quindi una sollecitazione sull'albero che è multidirezionale e di ampiezza variabile al fine di sollecitare il più possibile il sistema frutto-peduncolo (Fig. 3). Tale accelerazione è stata monitorata ed acquisita per il relativo impiego nello sviluppo del modello teorico.



Figura 2: Particolare della testata vibrante.



Figura 3: Particolare del sistema frutto-peduncolo e peduncolo-ramo dell'oliva.

Il sistema di rilievo dei dati è costituito da un computer portatile Compaq Presario 1260, da una scheda di acquisizione dati PCMCIA della National Instruments tipo DAQCard-AI-16XE-50 con 16 canali analogici a 16 bits, dal software LabView 5.0 della National Instruments, da un amplificatore strumentale della Brüel Kjør tipo Nexus a 4 canali e da un accelerometro triassiale miniaturizzato della Brüel Kjør tipo 4506 "DeltaTron" (Fig. 4) specifico per l'analisi strutturale e modale avente le seguenti caratteristiche:

- ❖ **Sensibilità (a 159.2 Hz):**  $10 \text{ mV/ms}^{-2} \pm 5\%$  ( $100 \text{ mV/g} +3, -7\%$ )
- ❖ **Intervallo di misura:**  $\pm 700 \text{ ms}^{-2}$  (70 g)
- ❖ **Intervallo di frequenza ( $\pm 10\%$ ):**
  - X: 1Hz a 6 kHz
  - Y: Z: 1Hz a 3.5kHz
- ❖ **Risposta di fase:** 3Hz a 3 kHz,  $\pm 5^\circ$
- ❖ **Frequenze di risonanza:**
  - X: 19 kHz Y: Z: 10 kHz
- ❖ **Sensibilità trasversale:**  
<5% della sensibilità per l'asse corrispondente



Figura 4: Particolare dell'accelerometro usato nelle prove.

Il protocollo di rilievo dei dati risulta così stabilito:

- a) rilievo della geometria dell'albero;
- b) aggancio della testata vibrante in punti prestabiliti dell'albero (tronco e branche principali);
- c) rilievo della vibrazione direttamente sulla testata (la frequenza di vibrazione della testata durante le operazioni dovrà essere mantenuta il più possibile costante mantenendo costanti portata e pressione del circuito idraulico), questa sarà la vibrazione forzante impartita all'albero;
- d) rilievo delle vibrazioni in punti prestabiliti dell'albero al fine di poter caratterizzare la distribuzione della vibrazione stessa.

Non essendo interessati alla fase relativa fra vibrazione della testata e vibrazione nei vari punti di misura è stato ritenuto necessario utilizzare solo un accelerometro triassiale. Infatti, la testata induce un moto periodico nelle varie parti della pianta e la caratteristica della sollecitazione è data solo dalla frequenza ed dall'ampiezza del moto periodico indotto ma non dalla sua fase rispetto alla testata vibrante.

La combinazione di frequenza e l'ampiezza delle vibrazioni sono state misurate sperimentalmente e calcolate con il modello sviluppato, poiché tali parametri costituiscono la forzante del sistema frutto-peduncolo e da questi dipende l'efficacia dello scuotimento indotto dalla macchina sull'albero al fine della caduta delle olive.

#### 4. MODELLO AD ELEMENTI FINITI DELL'ALBERO

##### Tree finite elements model

Il modello dinamico della struttura è stato ottenuto adottando il metodo degli elementi finiti ed ipotizzando la "trave" tipo di elemento finito considerando la possibilità che possa avere una sezione ellittica.

L'elemento "trave" è stato individuato nello spazio dai suoi due nodi di estremità per cui l'elemento ha 12 gradi di libertà: 3 parametri di posizione e 3 parametri di rotazione della sezione dell'elemento, rispettivamente per ciascuno dei due nodi che identificano l'elemento stesso.

Il metodo degli elementi finiti consiste in una descrizione lagrangiana della struttura in cui come coordinate lagrangiane vengono scelte le coordinate di spostamento dei nodi e di rotazione delle sezioni nodali della struttura raggruppate nel vettore  $\underline{X} = (x_1 \ y_1 \ z_1 \ \alpha_1 \ \beta_1 \ \gamma_1 \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \alpha_2 \ \beta_2 \ \gamma_2 \ \dots \ x_n \ y_n \ z_n \ \alpha_n \ \beta_n \ \gamma_n)^T$ , avendo indicato con l'apice "T" l'operazione di trasposizione.

In funzione di  $\underline{X}$  vengono quindi espressi gli spostamenti e le rotazioni del continuo all'interno del generico elemento finito k-esimo tramite le cosiddette "funzioni di forma" che si considerano note ed esprimono una relazione lineare fra le coordinate lagrangiane dei nodi di estremità ed il continuo interno all'elemento finito stesso.

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

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial C}{\partial \dot{X}_j} \right) - \frac{\partial C}{\partial X_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{X}_j} + \frac{\partial P}{\partial X_j} = F_j \quad j = 1 \dots 6n$$

In queste equazioni, "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. "F" è il vettore delle forze-momenti agenti sui nodi della struttura o del sistema di forze-momenti ridotto a forze-momenti 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:

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

Se "n" il numero di nodi del sistema, "M" è la matrice di massa del sistema, "K" è la matrice di rigidezza del sistema e "R" è la matrice di smorzamento del sistema tutte aventi dimensioni (6n x 6n).

L'analisi, gli algoritmi software di analisi e la costruzione del modello ad elementi finiti è stata effettuata secondo quanto stabilito in Belluzzi 1977, Brebbia e Connor 1982, Diana e Cheli 1993, Kreyszig 1988, Rao 1995, Thomson 1987.

Il modello strutturale è mostrato nella (Fig. 5).

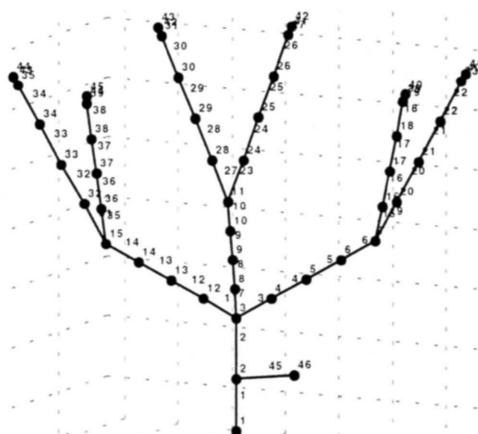


Figura 5: Modello strutturale dell'albero.

L'albero viene schematizzato con travi, a sezione ellittica, interconnesse rigidamente nei punti nodali. La trave rappresentante il tronco è ipotizzata che sia vincolata al suolo tramite un vincolo di incastro non cedevole.

Piccoli elementi di trave (di lunghezza pari ad 1/20 della lunghezza di ciascuna branca di secondo livello) sono posti all'estremità delle branche di secondo livello al fine di simulare la chioma, la massa di questi piccoli elementi è stata posta pari alla massa di una branca di secondo livello.

Tale modello risulta simile, con buona approssimazione, alla tipologia media degli alberi su cui sono state effettuate le prove, le caratteristiche dei quali sono riassunte nella Tab. 1.

Tab. 1: Caratteristiche medie degli alberi su cui sono state effettuate le prove.

	Circonferenza[m]	Lunghezza[m]
Tronco	0.90	0.95
Branche principali	0.51	1.50
Branche secondarie	0.40	1.50



Per quanto riguarda la struttura vengono considerati i parametri strutturali elencati nella Tab. 2.

**Tab. 2:** Elenco dei parametri strutturali del legno.

Densità $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	980
Modulo di Young parallelo alle fibre (modulo di elasticità normale) E [N/mm <sup>2</sup> ]	10000
Coefficiente di Poisson (coefficiente di contrazione laterale)	0.15

L'azione della macchina sull'albero viene schematizzata tramite due forze sinusoidali applicate, controrotanti di diversa frequenza (15 e 17 Hz nel nostro caso) e con ampiezza costante, il cui risultante è una forza rotante di ampiezza variabile, applicata ad una mensola rappresentante la testata della macchina; tale mensola è vincolata nel punto di aggancio all'albero, posto a metà della lunghezza del tronco, tramite un incastro non cedevole, il materiale considerato è acciaio, il peso approssimativo è di 150 kg, la sezione della mensola è ipotizzata ellittica con un rapporto fra asse maggiore ed asse minore pari a 5, la lunghezza della mensola è pari a 0.5 metri.

Dai rilievi sperimentali è stata dedotta la sollecitazione forzante indotta dalla testata sull'albero, alla frequenza di 15 Hz essa ha un'ampiezza che mediamente è di 40000 N, pertanto alla frequenza di 17 Hz la sollecitazione avrà un'ampiezza pari a  $40000 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 17)^2 / (2 \cdot \pi \cdot 15)^2 \cong 51400$  N.

Tramite il principio della sovrapposizione degli effetti vengono applicate al modello le due forze separatamente, la somma degli effetti dinamici separati delle sue forze rappresenterà l'effetto dinamico indotto dalla somma delle due forze.

## 5. SIMULAZIONE

### Simulation

Verranno ora descritte le varie tipologie di simulazione effettuate allo scopo di avere un metodo di calcolo che permetta di visualizzare e comprendere l'interazione esistente fra testata vibrante ed albero.

Prima di procedere occorre definire dei percorsi, su cui verranno analizzate le sollecitazioni, identificati nella figura 6 come P1, P2, P3, P4, P5 e P6; i nodi appartenenti a questi percorsi sono elencati nella Tab. 3.

**Tab. 3:** Elenco dei nodi appartenenti ai percorsi identificati sull'albero.

Percorso	Nodi costituenti
P1	3-4-5-6-7-16-17-18-19
P2	3-4-5-6-7-20-21-22-23
P3	3-8-9-10-11-24-25-26-27
P4	3-8-9-10-11-20-29-30-31
P5	3-12-13-14-15-32-33-34-35
P6	3-12-13-14-15-36-37-38-39

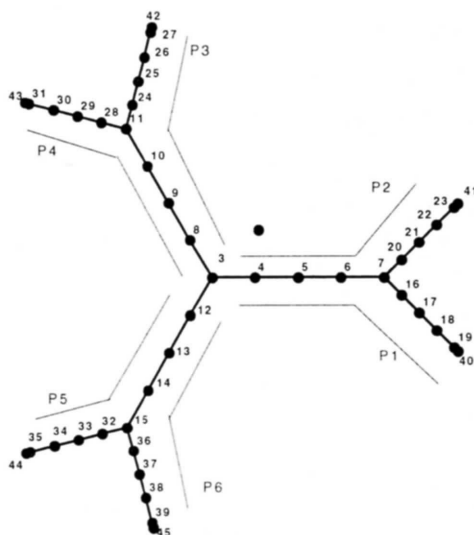


Figura 6: Definizione dei percorsi nodali sulla struttura dell'albero.

### 5.1 Forzante non ruotante di ampiezza variabile

La prima simulazione effettuata consiste nell'applicare una sollecitazione forzante di direzione costante ma di ampiezza variabile sinusoidalmente.

Questo ci permetterà di identificare le traiettorie dei nodi della struttura quando la stessa è sottoposta alla più elementare delle sollecitazioni.

Teoricamente tutti i tipi di sollecitazione forzante indicati nel seguito sono sempre scomponibili in termini di somme finite oppure serie di sollecitazioni elementari, quindi le traiettorie dei nodi della struttura saranno, nei casi successivi, semplicemente la somma delle traiettorie ottenute dalle singole sollecitazioni elementari; ciò esprime il principio di sovrapposizione degli effetti per i sistemi lineari.

Nel particolare caso in esame, come si evince dalla figura 17 e dalla Figura 18, le traiettorie nodali sono semplicemente delle ellissi date dalla composizione di due moti rettilinei percorsi con moto sinusoidale sfasato fra di loro e rispetto alla sollecitazione forzante in funzione della posizione spaziale del nodo.

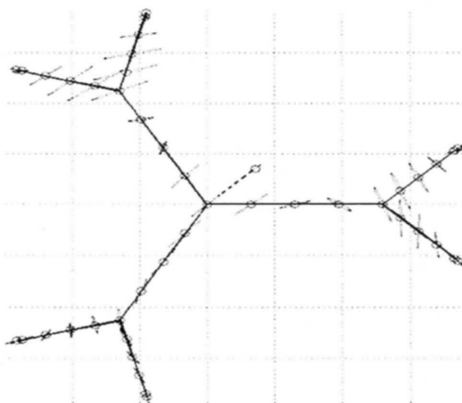
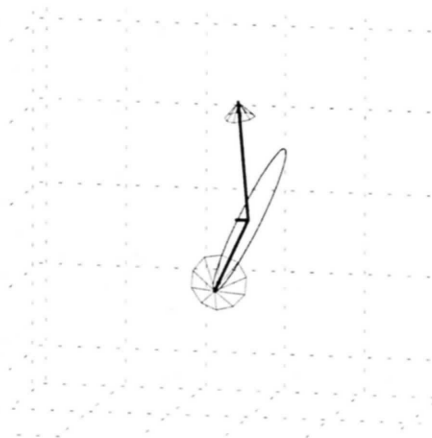


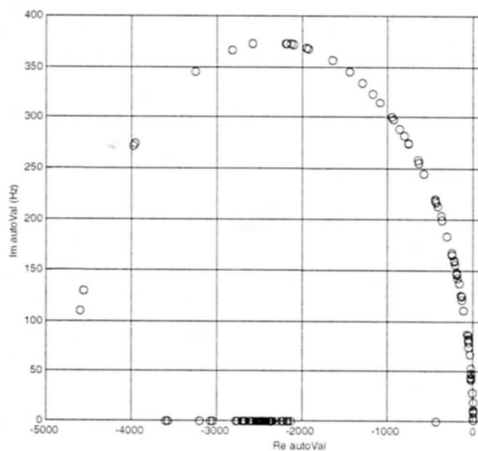
Figura 7: Orbite nodali del modello di albero sollecitato da una forzante avente direzione costante ed ampiezza variabile sinusoidalmente.



**Figura 8:** Orbita ellittica calcolata per il nodo #7 nel modello di albero sollecitato da una forzante avente direzione costante ed ampiezza variabile sinusoidalmente.

Il piano contenente l'ellisse dipende dalla posizione del nodo nello spazio e dalla frequenza della sollecitazione forzante.

Estremamente importante è, inoltre, la conoscenza degli autovalori del modello: in particolare le parti immaginarie degli autovalori complessi rappresentano le frequenze di oscillazione naturali del sistema, mentre la loro parte reale, sempre negativa, è proporzionale allo smorzamento esponenziale presente quando la loro corrispondente frequenza viene eccitata. In figura 9 è rappresentato il diagramma degli autovalori del modello di albero considerato.



**Figura 9:** Autovalori del modello di albero considerato.

Dalla figura 9 si deduce che la massima frequenza eccitabile è di circa 373 Hz, inoltre le frequenze di risonanza a bassa frequenza sono quelle che hanno un basso smorzamento strutturale e quindi possono essere convenientemente usate per sollecitare e mettere in risonanza la struttura.

Nella figura 10 è mostrato un raggruppamento per classi delle frequenze di risonanza proprie del sistema.

Le classi più popolate, con frequenza relativa  $>6$ , sono gli intervalli 0-5 Hz, 11-20 Hz, 41-50 Hz, 371-380 Hz, da ciò si deduce che le frequenze ottimali da usare nel nostro caso sono quelle del 2° e 3° intervallo. Infatti nel 1° intervallo l'albero risulta sollecitato ma non il sistema oliva-peduncolo. In effetti, come riportato da Fridley e Chin Yung 1975, il modo rotazionale alla frequenza di 850 cicli/minuto (14.17 Hz) crea le condizioni per uno sforzo più elevato all'unione fra frutto e peduncolo, il 2° intervallo di frequenze è quello che ha le migliori caratteristiche al fine della condizione ottimale per la rimozione dell'oliva senza peduncolo.

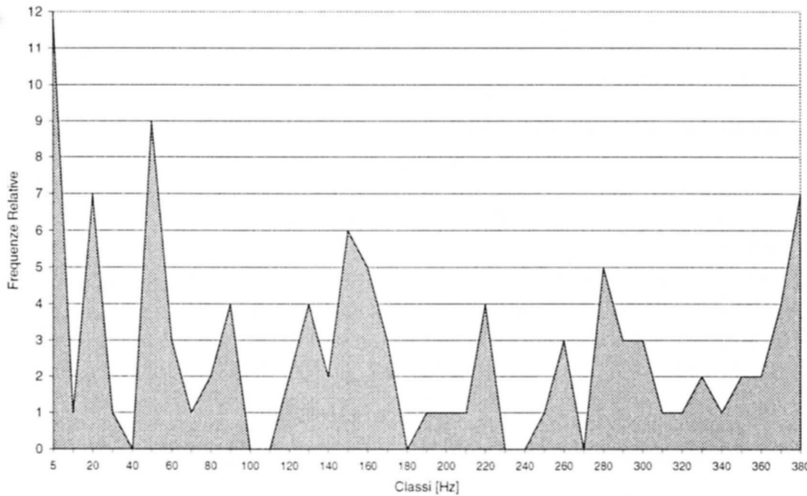


Figura 10: Raggruppamento per classi delle frequenze di risonanza proprie del modello di albero.

## 5.2 Forzante ruotante di ampiezza costante

Il secondo passo consiste nell'applicare una forza ruotante di ampiezza costante quale è applicata da una massa eccentrica ruotante a velocità costante attorno ad un asse.

In questo caso, ancora una volta, come si evince dalla figura 11 le traiettorie nodali sono ancora delle ellissi, dato che la frequenza delle due sollecitazioni elementari forzanti è la stessa, ottenute dalla composizione di due moti rettilinei percorsi con moto sinusoidale sfasato fra di loro e rispetto alla sollecitazione forzante in funzione della posizione spaziale del nodo, inoltre la sollecitazione trasmessa ai nodi è molto più ampia rispetto al caso precedente.

In figura 12 è mostrata la serie di deformazioni dinamiche indotte dalla sollecitazione forzante sul modello di albero.

Si intuisce come i rami più sollecitati siano quelli posti dalla stessa parte rispetto alla testata vibrante, pertanto si può ipotizzare che i rami aventi le branche principali poste dalla stessa parte rispetto alla testata scuotitrice siano molto più sollecitati dalle vibrazioni che quelli posti dalla parte opposta: ci si deve pertanto attendere un aumento della resa di raccolta in corrispondenza dei rami più sollecitati, ciò deve essere ulteriormente indagato e confermato sperimentalmente.

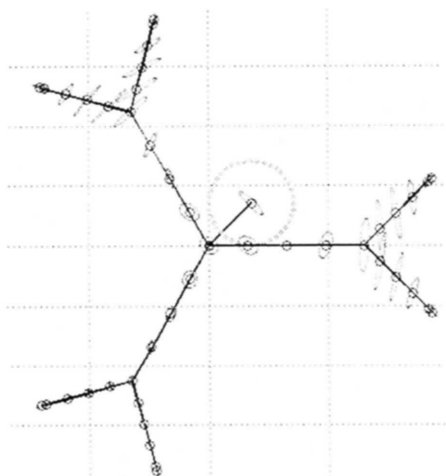


Figura 11: Orbite nodali del modello di albero sollecitato da una forzante ruotante ed avente ampiezza costante.

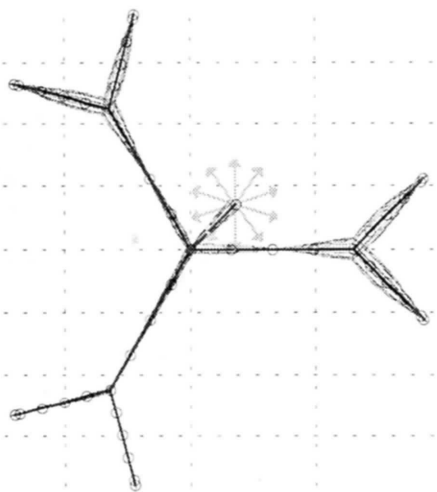
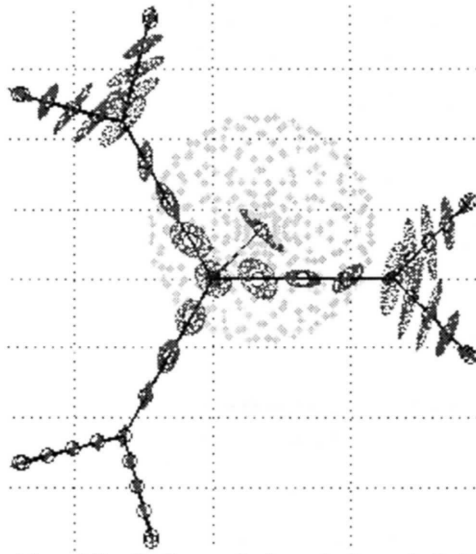


Figura 12: Deformazione dinamica del modello di albero sollecitato da una forzante ruotante ed avente ampiezza costante.

### 5.3 Forzanti di diversa frequenza controrotanti di ampiezza costante

Il caso delle forzanti di diversa frequenza controrotanti di ampiezza costante è quello proprio dell'applicazione di una testata scuotitrice alla pianta, infatti in tal caso si hanno due masse eccentriche controrotanti all'interno della testata che ruotano a velocità angolari costanti ma leggermente differenti.

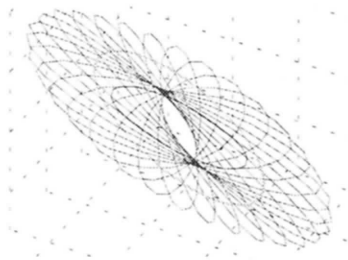
In figura 13 sono mostrate le traiettorie nodali ottenute per il caso in esame.



**Figura 13:** Orbite nodali del modello di albero sollecitato da forzanti di diversa frequenza controrotanti di ampiezza costante.

Le orbite dei nodi non sono più planari in quanto in questo caso le frequenze di sollecitazione sono due. In effetti essendo le due frequenze di sollecitazione molto prossime, l'orbita descritta da ogni nodo è quasi planare, essa è data dalla composizione di due orbite ellittiche giacenti quasi sullo stesso piano, corrispondenti alle due frequenze di sollecitazione che sono molto prossime (15 e 17 Hz).

In tal caso l'orbita nodale è simile a quella descritta da un punto in moto lungo un'ellisse che contemporaneamente ruota attorno ad un asse centrale perpendicolare al suo piano di giacitura (figura 14).



**Figura 14:** Orbita ellittica calcolata per il nodo #7 nel modello di albero sollecitato da forzanti di diversa frequenza controrotanti di ampiezza costante.

In questo caso il nodo descrive delle orbite che al loro culmine hanno un'inversione molto accentuata simile a veri e propri colpi di frusta applicati al sistema oliva-peduncolo.

In effetti tale tipo di sollecitazione forzante, applicata effettivamente dalle moderne testate scuotitrici, sembra, per quanto detto precedentemente, la più efficace, per quel che riguarda le

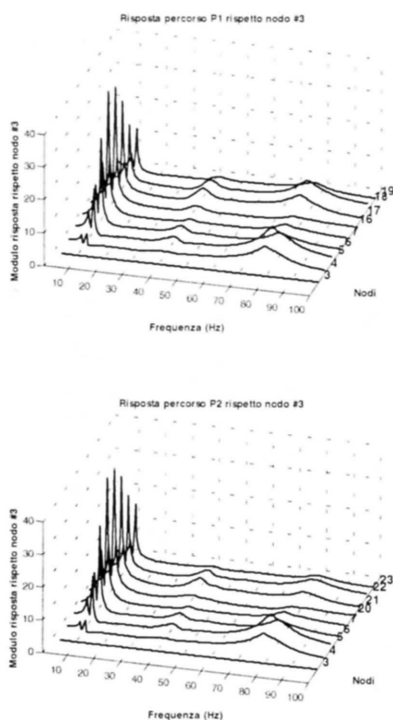
traiettorie che i punti sollecitati sono costretti a percorrere, al fine della massimizzazione della resa della raccolta.

#### 5.4 Spostamenti nodali in funzione della frequenza applicata con forzante ruotante di ampiezza costante

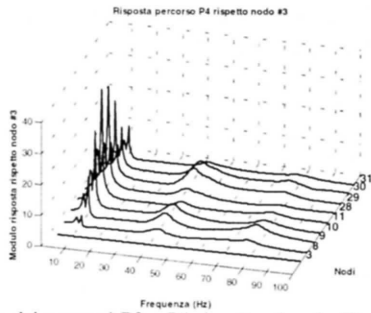
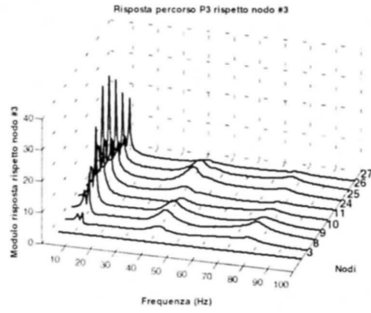
Al fine di trovare le frequenze applicate dalla testata vibrante che rendono massima la sollecitazione della struttura andando ad eccitare le frequenze di vibrazione naturale dell'albero, potendosi avere in tal caso sia un aumento del prodotto raccolto sia il cedimento strutturale dell'albero, è importante andare a calcolare quali sono gli spostamenti nodali in funzione della frequenza applicata dalla testata vibrante.

Questa pratica, comune nell'analisi strutturale, permette di individuare le frequenze per le quali il sistema entra in risonanza e l'entità della sollecitazione alla frequenza di risonanza.

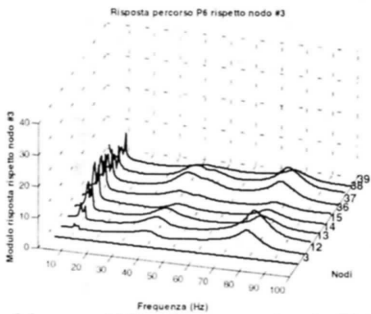
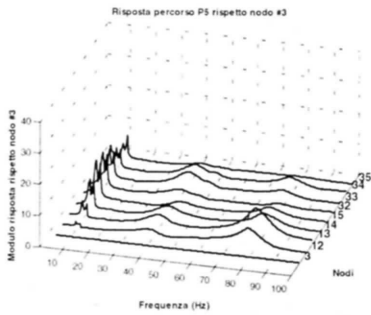
In figura 15, figura 16 e figura 17 rispettivamente per i moduli massimi degli spostamenti dei nodi lungo i percorsi P1, P2, P3, P4, P5, P6 precedentemente definiti, viene mostrata l'analisi in frequenza effettuata fra 5 e 100 Hz a passi di 0.5 Hz rispetto al modulo massimo dello spostamento del nodo #3.



**Figura 15:** Analisi in frequenza dei percorsi P1 e P2 rispetto al nodo #3 del modello di albero sollecitato da una forzante ruotante ed avente ampiezza costante.



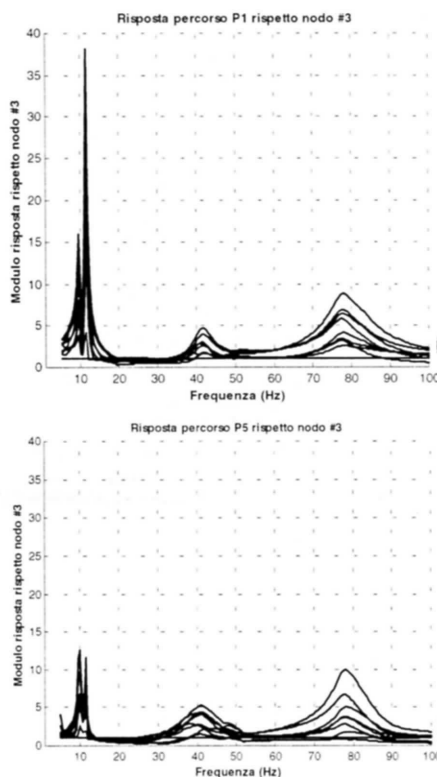
**Figura 16:** Analisi in frequenza dei percorsi P3 e P4 rispetto al nodo #3 del modello di albero sollecitato da una forzante ruotante ed avente ampiezza costante.



**Figura 17:** Analisi in frequenza dei percorsi P5 e P6 rispetto al nodo #3 del modello di albero sollecitato da una forzante ruotante ed avente ampiezza costante.



Nella figura 15, figura 16 e figura 17 si notano le frequenze di risonanza del sistema identificate dai massimi dei grafici. In particolare si può notare l'elevato smorzamento delle alte frequenze ed il relativo piccolo smorzamento delle basse frequenze a cui si notano dei veri e propri picchi. Dalla figura 18 si deducono le frequenze proprie di risonanza del sistema mediamente corrispondono alle frequenze di: 9.7, 11.8, 42.0 e 77.5 Hz.



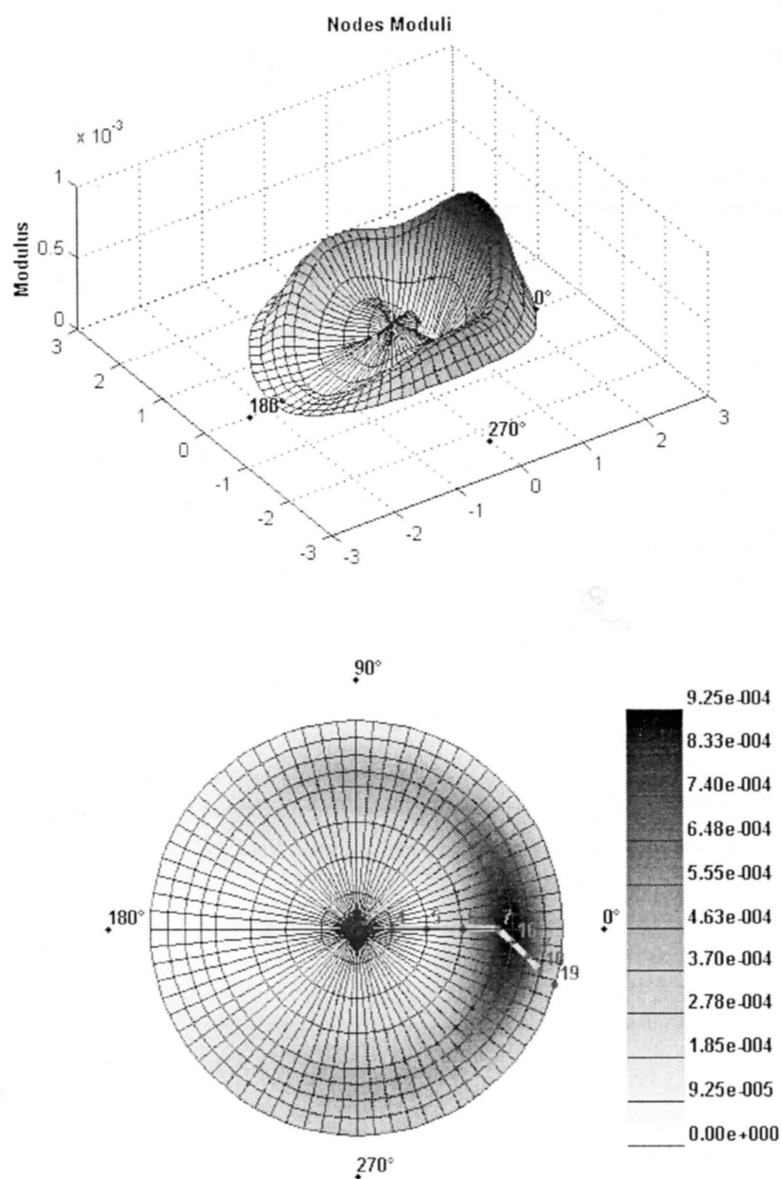
**Figura 18:** Confronto della risposta in frequenza dei percorsi P1 e P5 rispetto al nodo #3 del modello di albero sollecitato da una forzante ruotante ed avente ampiezza costante.

Nella figura 18 si osserva una riduzione di un fattore di circa 3 nel secondo picco di risonanza del percorso P5 rispetto al percorso P1 a conferma del fatto che i rami posti da parte opposta rispetto alla testata vibrante sono meno sollecitati. Tuttavia a frequenze più elevate la sollecitazione rimane pressoché uguale.

### 5.5 Spostamenti nodali in funzione dell'angolo di applicazione della testata vibrante con forzante ruotante di ampiezza costante

Si è intuito dall'esame dei casi precedenti che la sollecitazione nodale indotta dipenda dall'angolo di aggancio della testata vibrante all'albero, è quindi opportuno indagare in questa direzione applicando una forza ruotante di ampiezza costante al modello di albero e variando parametricamente l'angolo che la testata vibrante forma con l'asse delle X, coincidente con la branca di primo livello comune ai percorsi P1 e P2, mantenendola al tempo stesso parallela al piano orizzontale.

In figura 19 è rappresentato l'andamento del modulo del massimo spostamento dinamico dei nodi appartenenti al percorso PI variando l'angolo di aggancio della testata fra 0° e 360°. L'andamento sugli altri percorsi è simile.



**Figura 19:** Modulo massimo (in gradazioni di grigio o elevazione in 3D) dello spostamento dei nodi del percorso PI al variare dell'angolo di aggancio della testata vibrante fra 0° e 360° quando al modello di albero è applicata una forza ruotante di ampiezza costante.

Dalla figura 19 si deduce che i nodi delle branche di secondo livello sono maggiormente sollecitati quando cadono dalla stessa parte in cui è posizionata la testata vibrante e sono prossimi ad essa.

## 6 CONCLUSIONI

### Conclusions

Prove sperimentali di vibrazione e rilievi medi della struttura degli alberi oggetto della sperimentazione hanno consentito di impostare la simulazione numerica dello scuotimento tramite testata vibrante di un albero di olivo mostrando interessanti aspetti legati all'interazione fra macchina scuotitrice e struttura dell'albero.

In particolare l'analisi numerica ha mostrato come l'impiego delle attuali testate scuotitrici, che applicano una forza multidirezionale, sia estremamente vantaggioso in virtù delle strette orbite con inversioni di moto molto accentuate che i nodi della struttura sono portati a compiere e di riflesso il sistema frutto-peduncolo, aumentando in tal modo la resa di caduta.

Il modello di albero medio ottenuto dai rilievi sperimentali ha mostrato delle frequenze proprie di risonanza prossime o all'incirca multiple di quelle riferite in letteratura per il distacco del sistema frutto-peduncolo, queste frequenze hanno accettabili coefficienti di smorzamento e garantiscono la propagazione della vibrazione alla chioma senza la necessità di dover impartire elevate sollecitazioni con cui si rischierebbe di danneggiare la pianta.

In particolare le classi di frequenza più popolate, con frequenza relativa  $>6$ , sono gli intervalli 0-5 Hz, 11-20 Hz, 41-50 Hz, 371-380 Hz, da ciò si deduce che le frequenze ottimali da usare sono quelle del 2° e 3° intervallo. Infatti nel 1° intervallo l'albero risulta sollecitato ma non il sistema oliva-peduncolo, inoltre, come riportato in letteratura, il modo rotazionale alla frequenza di 850 cicli/minuto (14.17 Hz) crea le condizioni per uno sforzo più elevato all'unione fra frutto e peduncolo, quindi il 2° intervallo di frequenze è quello che ha le migliori caratteristiche al fine della condizione ottimale per la rimozione dell'oliva senza peduncolo.

Inoltre i rami più sollecitati risultano essere quelli posti dalla stessa parte rispetto alla testata vibrante e prossimi ad essa mentre i rami aventi le branche principali poste dalla parte opposta risultano essere meno sollecitati dalla vibrazione. Ci si aspetta quindi un aumento della resa di raccolta in corrispondenza dei rami più sollecitati ma ciò dovrà essere confermato sperimentalmente. Se ciò risultasse confermato dovrebbe essere studiato un nuovo tipo di testata vibrante che permetta di sollecitare la pianta di seguito da almeno due direzioni opposte di aggancio al tronco.

## BIBLIOGRAFIA

- 1) Alper X., Foux A., Peiper U. M., 1976: "*Experimental investigation of orange tree dynamics under mechanical shaking*". Journal of Agricultural Engineering Research, 21: 121-131.
- 2) Belluzzi O., 1977: "*Scienza delle costruzioni*". Vol 1, Zanichelli, Bologna.
- 3) Brebbia C. A., Connor J. J., 1982: "*Fondamenti del metodo degli elementi finiti*". CLUP, Milano.
- 4) Cooke J. R., Rand R. H., 1969: "*Vibratory fruit harvesting: a linear theory of fruit-stem dynamics*". Journal of Agricultural Engineering Research, 14(3): 195-209.
- 5) Diana G., Cheli F., 1993: "*Dinamica e vibrazione dei sistemi*". UTET Libreria, Torino.
- 6) Fridley R. B., Ching Young, 1975: "*Computer analysis of fruit detachment during tree shaking*". Transaction of the ASAE, 18(3): 409-415.
- 7) Fridley R. B., Mehlschau J. J., Hartmann H. T., Logan S. H., 1973: "*Mechanical harvesting of olives*". Transaction of the ASAE, 16(1): 58-61.
- 8) Kreyszig E., 1988: "*Advanced engineering mathematics*". 6 Ed., John Wiley & Sons, New York.
- 9) Markwardt E. D., Guest R. W., Cain J. C., Labelle R. L., 1964: "*Mechanical cherry harvesting*". Transaction of the ASAE, 7(1): 70-74.
- 10) Parchomchuk P., Cooke J. R., 1972: "*Vibratory harvesting: an experimental analysis of fruit-stem dynamics*". Transactions of the ASAE, 15(4): 598-603.
- 11) Paschino F., Mura R., 1997: "*Razionalizzazione della struttura della pianta di olivo per il miglioramento della resa di raccolta con scuotitrici da tronco*". Atti del VI Convegno Nazionale di Ingegneria Agraria, Ancona 11-12 settembre 1997, MECCANICA: 501-508.
- 12) Rand R. H., Cooke J. R., 1970: "*Vibratory fruit harvesting: a nonlinear theory of fruit-stem dynamics*". Journal of Agricultural Engineering Research, 15(4): 340-356.
- 13) Rao S. S., 1995: "*Mechanical vibrations*". 3 Ed., Addison-Wesley Publishing Company, New York.
- 14) Thomson W. T., 1993: "*Theory of vibration with applications*". 4 Ed., Chapman & Hall, London.
- 15) Tsatsarelis C. A., 1987: "*Vibratory olive harvesting: the response of the fruit-stem system to fruit removing actions*". Journal of Agricultural Engineering Research, 38: 77-90.