

OTKA Nyilvántartási szám:T 037263

ZÁRÓJELENTÉS

Témavezető neve...*Dr. Láng Zoltán*

A téma címe... *Gyümölcsfarázás paramétereinek optimalizálása a váz- és gyökérszerkezet rezgéselemzése alapján*

A kutatás időtartama: 4 év

A 2002-2005 között elvégzett munka és az elért eredmények rövid ismertetése

A kutatás hipotézise az alábbi volt:

A rázással betakarított fontosabb fán termő hazai gyümölcsfajok fáinak talajszint alatti és feletti, külön elemnek tekinthető részeinek rezgéselemzéses és szilárdsági mérési módszerrel meghatározott paramétereinek ismeretében modell alkotható, ezzel optimalizálható a gerjesztés frekvenciája és amplitúdója, ugyanakkor tervezhetővé válik a gyümölcsleválasztás szempontjából optimális vázszerkezet- kialakítás. Tisztázhatóvá válik a gyümölcsfák talajba fogása, megalkotható annak helyettesíthető modellje, ami a megengedhető rázási amplitúdó meghatározását segíti.

A gyümölcsfákat első közelítésben egy-szabadságfokú csillapított rezgő rendszernek feltételeztük, így a rázás helyére redukált tömeg, csillapítási tényező és rugóállandó meghatározása volt a cél.

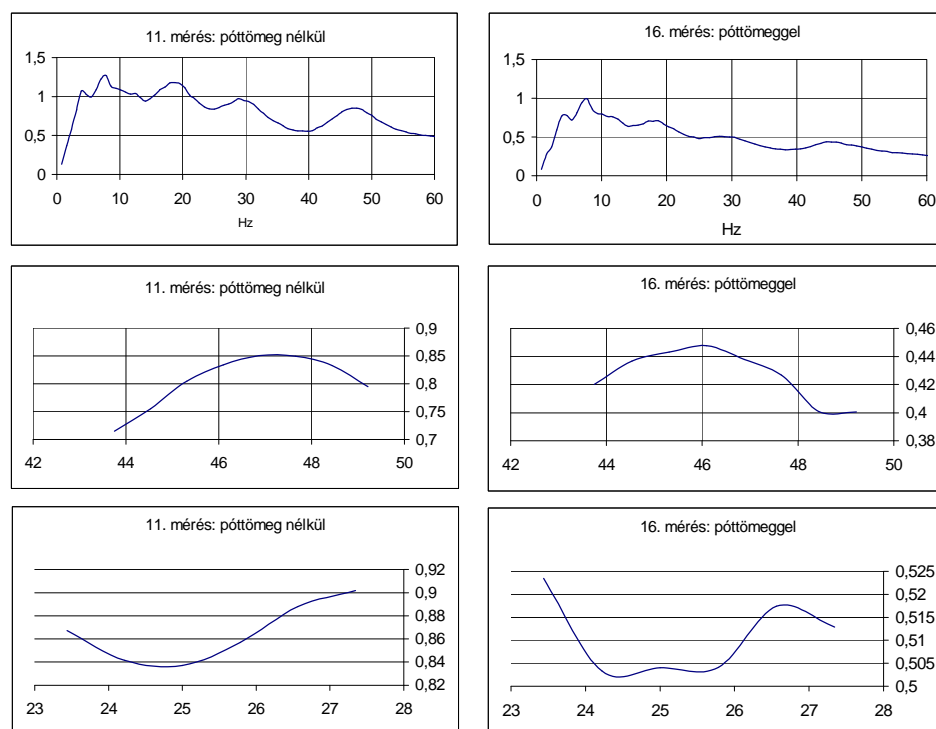
Váza és központi orsó alakú cseresznyefák talaj feletti vázszerkezetének redukált tömegét Rayligh módszerével határoztuk meg. A módszer értelmében kis csillapításoknál a póttömeg nélkül és póttömeggel mért sajátfrekvenciák, valamint a póttömeg értékének ismeretében a lengő rendszer saját tömege számítható:

$$M_{\text{váz}} = \frac{m_p}{\left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 - 1} \quad 1.$$

ahol $M_{\text{váz}}$ a lengő rendszer saját tömege,
 m_p a póttömeg,
 f_1 a póttömeg nélküli lengés saját frekvenciája,
 f_2 a póttömeggel együtt lengő rendszer saját frekvenciája.

A vizsgált fák törzseire ismert nagyságú tömeget és gyorsulásmérőt rögzítettünk. Mértük a kitérített törzs sajátfrekvenciáit póttömeggel és anélkül.

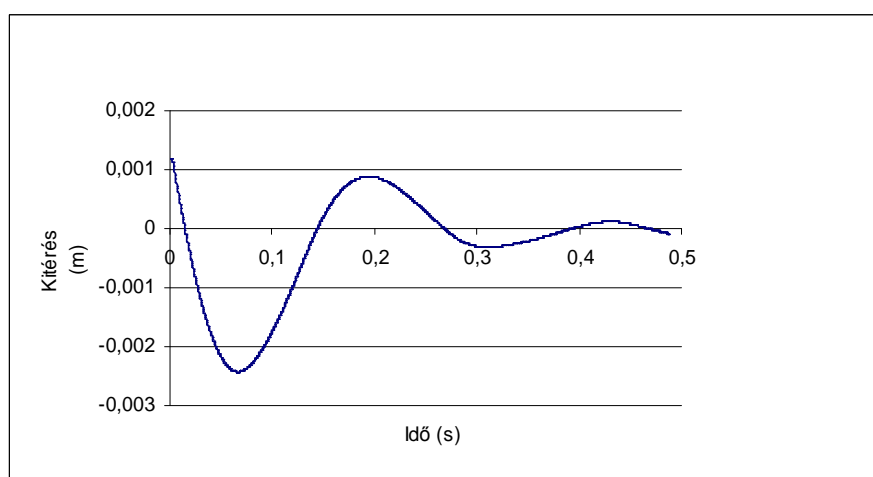
Az 1. ábra a méréseknél rögzített frekvencia-spektrumokat mutatja a két mérési elrendezés esetére.



1. ábra. A fatörzs 80 cm magasságú pontján mért vízszintes irányú gyorsulások frekvencia-spektrumai

Az eltérés a 45 és 48 Hz-es tartományban észlelhető (48 és 46 Hz), ezekkel pedig a redukált tömeg az adott vizsgálatra: $M_{váz} = 130 \text{ kg}$.

A csillapítási tényezőt a fa kirezgési gyorsulásgörbéjéből (2. ábra) határoztuk meg a sebességgel arányos csillapításra vonatkozó összefüggésekkel. A méréseket teljes vázrendszerre és 90 cm-nél csonkolt fatörzsre külön végeztük el.



2. ábra. Teljes fa törzsének kitérése 80 cm magasságban

A vizsgált esetben csonkoltatlan fára $k = 2360$, csonkoltra $k = 480$ Ns/m csillapítási tényező adódott.

A rendszer rugóállandóját statikus terhelésvizsgálattal határoztuk meg (3. ábra).



3. ábra. Statikus deformáció vizsgálat

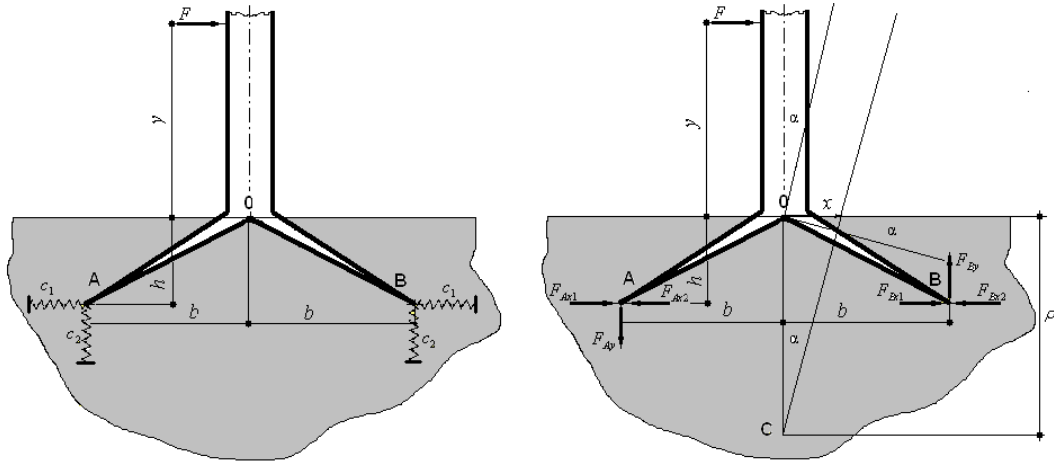
A következő cél a három, 80 cm magasságban mért modellparaméter értékének redukálása volt a törzs tetszőleges keresztmetszetére. Ehhez ismerni kellett a gyümölcsfa talajba-fogásának módját, vagyis a terhelés hatására létrejövő elmozdulás mechanizmusát.

Tanulmányozva a mérésekbe vont gyümölcsfák gyökérzetének szerkezetét (4. ábra) adódott az a feltetelezés, hogy a növényt körkörösén sugár irányban elhelyezkedő főgyökerei horgonyozzák a talajba. E főgyökerek 15-25 fokban állnak a vízszintes síkhoz képest.



4. ábra. Kidöntött cseresznyefa törzse és főgyökerei

Modellezésére az 5. ábra szerinti vázlatot állítottuk össze.



5. ábra. A fa talajba-fogásának modellje

A képzeletbeli forgáspont meghatározásához szükséges összefüggések:

$$F = F_{Ax2} + F_{Bx2} - F_{Ax1} - F_{Bx1} = 2 \frac{x}{c} \quad (2)$$

$$Fy = b(F_{Ay} + F_{By}) + h(F_{Ax1} + F_{Bx1}) - h(F_{Ax2} + F_{Bx2}) \quad (3)$$

Feltéve, hogy $F_{Ay} = F_{By}$, $F_{Ax1} = F_{Bx1}$ and $F_{Ax2} = F_{Bx2}$:

$$2h(F_{Ax1} - F_{Ax2}) = Fy - 2bF_{Ay} \quad (4)$$

$$F_{Ax1} - F_{Ax2} = \frac{Fy - 2bF_{Ay}}{2h} \quad (5)$$

$$2bF_{Ay} = F(y+h) \quad (6)$$

és a fentiekből: $F_{Ax1} - F_{Ax2} = \frac{F}{2}$ (7)

Ha x az O pont elmozdulása, és $c_1 = c_2 = c_0$, akkor: $x = \frac{c_0 F}{2}$ (8)

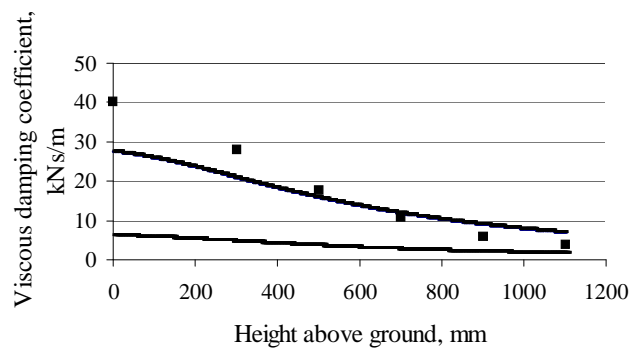
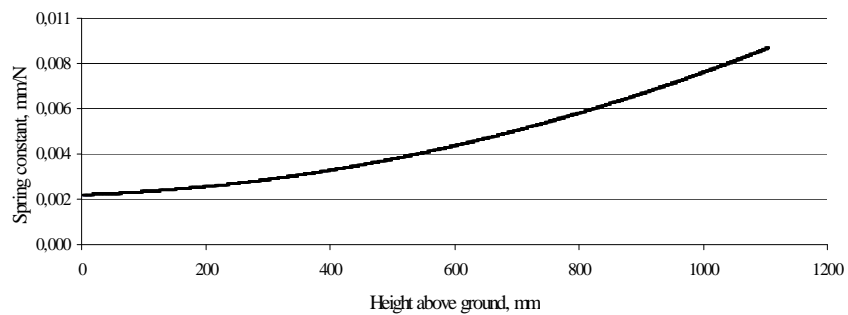
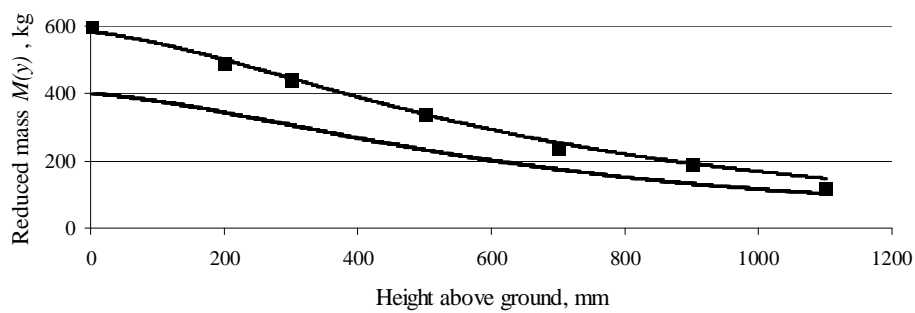
Az α elfordulási szög pedig: $\alpha \cong \frac{F_{Ay} c_0}{b} = \frac{F(y+h)c_0}{2b^2}$ (9)

Végül ρ , a képzeletbeli forgáspont C távolsága O -tól:

$$\rho \cong \frac{x}{\alpha} = \frac{c_0 F}{2 \frac{c_0 F (y+h)}{2b^2}} = \frac{b^2}{y+h} \quad (10)$$

Belátható, hogy vízszintes irányú terhelés hatására a rendszer egy pillanatnyi forgáspont körül mozdul el, melynek helyzete az erő támadáspontjának magasságától (és nem a nagyságától), valamint a gyökerek horgonyozási koordinátáitól függ.

A 10. összefüggés alkalmazásával most már a 80 cm-es törzsmagasságban mért paraméterek tetszőleges törzs-magasságba redukálhatók. A redukció végeredményét a következő három diagram mutatja:

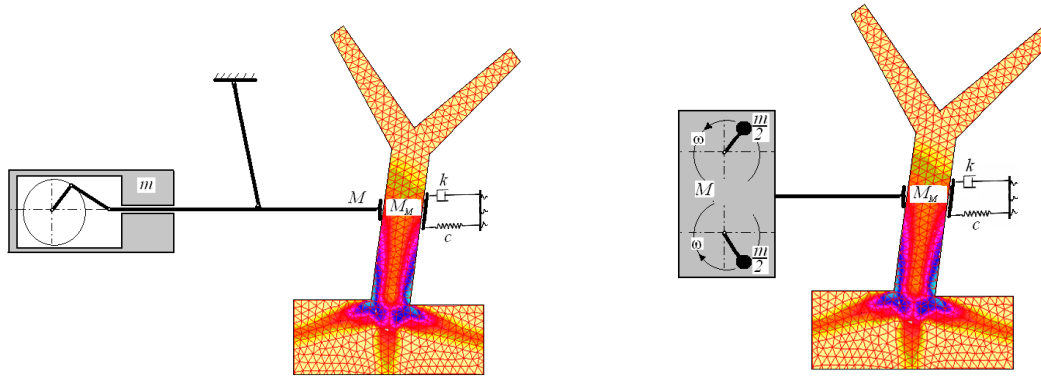


6. ábra. A modellparaméterek változása a törzs mentén

Az inercia-rázógép és gyümölcsfa kapcsolatának leírására a 11. összefüggést alkalmaztuk:

$$M_t \ddot{x}_M + k \dot{x}_M + \frac{1}{c} x_M = mr \omega^2 \sin \omega t \quad (11)$$

Kétféle inerciarázót: forgó és lengő tömegű gépet vizsgáltunk: lengő és forgó excentrikus gerjesztő-tömegű változatot (7. ábra).



7. ábra. Inerciarázók modelljei

A hajtások teljesítményigényét pedig a 12. összefüggéssel:

$$P_r = \frac{mr \omega^3 X}{2} [\sin(2\omega t - \varphi) + \sin \varphi] \quad (12)$$

A rezgés amplitúdója:

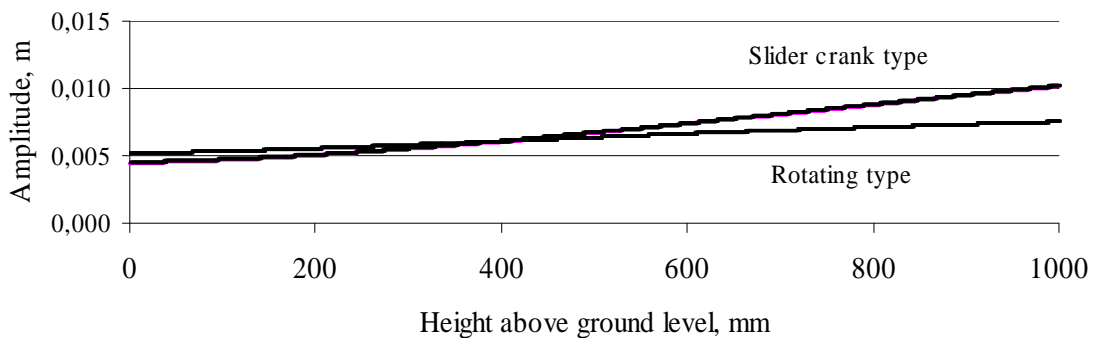
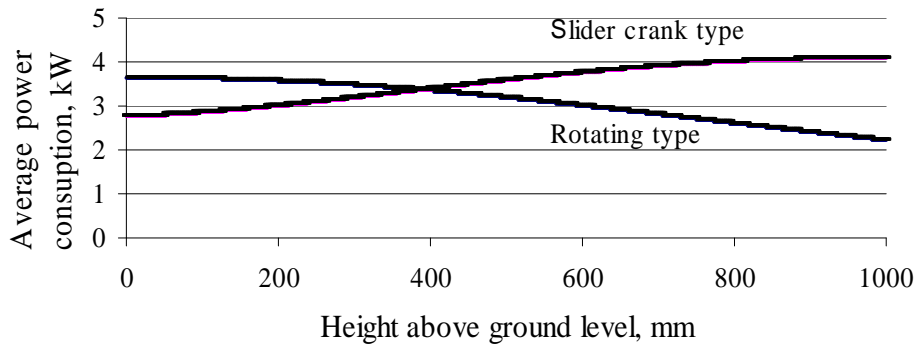
$$X = \frac{mr \omega^2}{\sqrt{\left(\frac{1}{c} - M_t \omega^2\right)^2 + (k \omega)^2}} \quad (13)$$

Fázisszöge:

$$\tan \varphi = \frac{k \omega c}{1 - M_t c \omega^2} \quad (14)$$

A 12. összefüggésbe behelyettesítve a törzs-menti gyümölcsfa-paramétereket, a hajtás teljesítményigényének változását nyerjük. A 13. összefüggés segítségével a rázás amplitúdója határozható meg a törzs mentén (8. ábra).

A teljesítmény és amplitúdó görbék lefutását a rendszer sajátfrekvenciájának értéke befolyásolja. A görbék a sajátfrekvencia-értékhez tartozó törzshelyzet irányában emelkednek. Lehetőség van tehát a sajátfrekvencia közeli rázásra, mert ekkor érhető el a legnagyobb amplitúdó és gyorsulás.



8. ábra. A hajtás teljesítmény-szükségletének és a rázás amplitúdójának változása a törzs mentén.

Végeselem-modell vizsgálatok

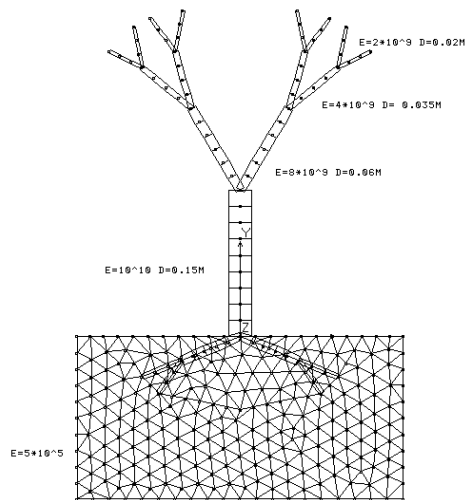
A legkedvezőbb rázási frekvencia meghatározására két gyümölcsfa vázformát véges elemű modellel helyettesítettünk.

A váza lombozatú modell általános felépítése a 9. ábrán látható. A modellt virtuálisan gerjesztettük és számítottuk a gyorsulás-amplitúdókat a gerjesztési frekvencia függvényében (10. ábra).

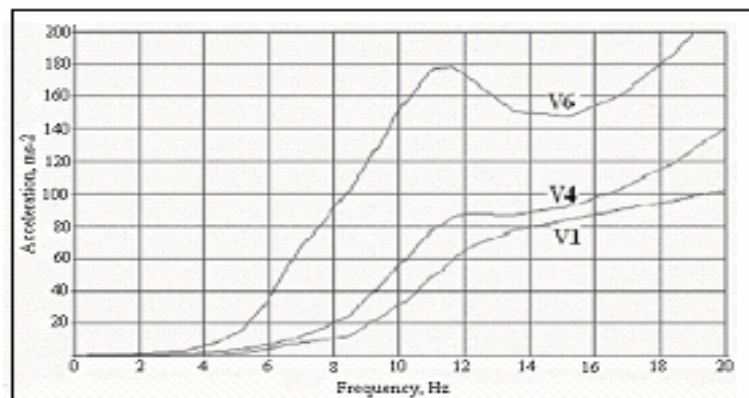
Szabadszíri mérés során a modellhez hasonló geometriai méretekkel rendelkező gyümölcsfát rázógéppel tág frekvenciahatárok között gerjesztettünk, miközben rögzítettük a gyorsulásértékeket a fa különböző pontjain (11. ábra).

A két görbe hasonlóságot mutat: mindkettő rendelkezik egy szűk frekvenciasávval, ahol a gyorsulás a fa különböző pontjain maximumot ér el.

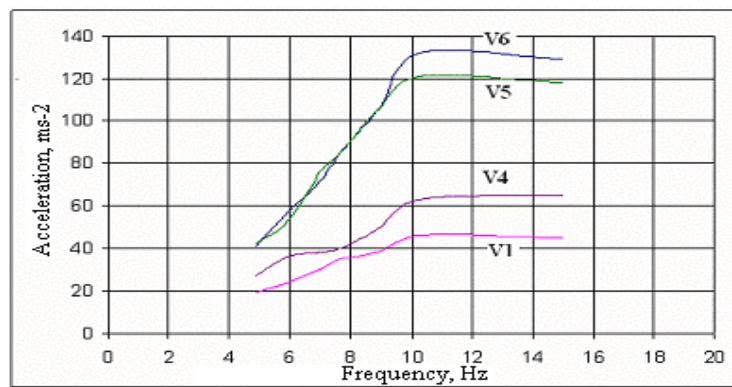
Ésszerű a fákat ezen a frekvencián rázni, hogy a lehető legkisebb energia-befektetéssel érjünk el maximális gyorsulást, ezzel pedig gyümölcsleválást.



9. ábra. Váza alakú gyümölcsfa véges elem modellje.



10. ábra. Gyorsulás-amplitúdók a gerjesztési frekvencia függvényében a véges elemű modell esetében



11. ábra. Gyorsulás-amplitúdók a gerjesztési frekvencia függvényében valóságos gyümölcsfa esetében

Összefoglalás

A T 037263 számú OTKA kutatás keretében a vállalt feladatokat maradéktalanul sikerült végrehajtanunk.

Főbb eredményeinket az alábbiakban foglalom össze:

- **Az egy-szabadságfokú csillapított rendszerünk alkalmas a gyümölcsfa törzs vízszintes rezgésének modellezésére.**
- **Az egyszerű főgyökér-törzs geometriai modell leírja a képzeletbeli forgáspont helyzetét vízszintes deformáció esetén a terhelő erő helyzetének függvényében.**
- **Az egyszerű vázmodell alkalmas a rázás teljesítmény-szükségletének és a rázás amplitúdójának törzs menti redukálására**
- **A rázógépgyümölcsfa modell paramétereinek összehangolásával elérhető a sajátfrekvencián történő rázás**
- **A gyümölcsfa-végeselem modell jól írja le a fák viselkedését, segítségével megtalálhatók az optimális rázási frekvenciák.**

Eredményeinket az alábbi közleményekben tettük közzé:

1. Láng Z. (2002): A gyümölcsbetakarítás gépei. Értékálló Aranykorona, 2.évf. 6.sz.37.
2. Láng Z. (2002): Some data to a fruit stability model. AgEng2002 Konferencia Full papers, posters and abstracts, ISBN963 9058 15 7, 1-9 p. (CD ROM-on)
3. Láng Z. (2003): Gyümölcsfák stabilitásának elemzése. Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás, Gödöllő. Teljes cikk.
4. Láng Z.(2003): Gyümölcsfa-rázógép gyakorlati elemzése. Agronapló, 2003/7.30-34.
5. Láng Z. (2003): A Fruit Tree Stability Model for Static and Dynamic Loading. Byosystem Engineering, 85(4), 461-466.
6. Láng Z.(2003): Adalékok a gyümölcsfa-rázógépek üzemeltetéséhez. Kertgazdaság, (35)3. 4-9
7. Láng, Z., Csorba, L. (2003): Comparison of two limb shapes from the point of view of shaker harvest. Horticultural Science, (9), 1-2. 115-119
8. Láng Z., Csorba L. (2003): Gyümölcsfa vázformák összehasonlítása a rázógépes betakaríthatóság szempontjából. Mezőgazdasági technika, (44) 10. 2-5
9. Láng Z. (2003): Rendszermodellek alkalmazása a gyümölcsbetakarító gépek fejlesztésében. "Lippay János-Ormos Imre-Vas Károly" Tudományos ülészak, Kertészettudományi Kar Plenáris Ülés, előadás.
10. Láng Z., Csorba L.(2003):Gyümölcsfák modellezése végeselem-módszerrel. "Lippay János-Ormos Imre-Vas Károly" Tudományos ülészak, Összefoglalók, Kertészettudomány, 384-385

11. Láng Z. (2004): Inercia- és kényszergerjesztésű rázógépek összehasonlítása. Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás, Gödöllő. I. Kötet 151-155. .
12. Láng Z., Csorba L. (2004): Modelling and comparing of two fruit tree shapes using FEM. Qualitätsmanagement im Obst- und Weinbau. Internationales Symposium am 10. und 11. Mai 2004 in Stuttgart. Proceedings, 95-105.
13. Láng Z., Csorba L. (2004): Comparing limb shapes of cherry trees using finite element method (FEM). AgEng2004 Konferencia Full papers, posters and abstracts, ISBN963 9058 15 7, 1-9 p. (CD ROM-on)
14. Láng Z. (2004): Inercia rázógépek kinetikai és dinamikai elemzése. Mezőgazdasági technika, (45) 9. 2-5
15. Láng Z. (2004): Dynamic analysis of a simple fruit tree structure model. Horticultural Science, (10), 4. 53-55
16. Láng Z. (2005): Gyümölcsfa rázógépek optimális üzemi frekvenciájának meghatározása. Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás, Gödöllő. Teljes cikk.
17. Láng Z. (2005): Dynamic Modelling of Fruit Tree – Inertia Shaker System. Fructis 2005 The 7th Fruit, Nut and Vegetanble Production Engineering Symposium, Montpellier, Franciaország. Proceedings, 1-14.
18. Láng Z. (2005): Láng Z. (2005): Inercia gyümölcscrázó gépek energetikai összehasonlítása. LOV tudományos ülészak. Összafoglaló magyar és angol nyelven.
19. Láng Z. (2005): Láng Z. (2005): Dynamic analysis of inertia type fruit tree shakers. Symposium "15 years of superior horticulture education in Banat". Proceedings, 1-8 p.
20. Láng Z. (2005): Dynamic Modelling Structure of a Fruit Tree for Inertial Shaker System Design. Byosystem Engineering, 93(1), 35-44.