

A faanyag dinamikus rugalmassági modulusának és veszteségi tényezőjének kísérleti mérése. I. rész.

Fodor Tamás *

Vibrations of multi-head planers

In the strength design of timber structures, viscoelasticity, a significant reological property of the material must be taken into consideration. The aim of this research was to experimentally determine material properties of the viscoelastic material law, and to apply the results to structures. In the experiments we induced flexural vibration by harmonic support vibration on timber cantilever beams; then we measured the amplitude ratios at the fixed and free ends.

We determined time dependent viscoelastic material properties theoretically by transforming the measured dynamic elastic modulus and the loss factor. In addition, we performed traditional creep tests. With respect to structural analysis, we extended the stiffness method to the calculation of timber frame structures, using viscoelastic material law.

Bevezetés

A fából készült teherviselő szerkezetek szilárdsági méretezésekor figyelembe kell venni a faanyag szerkezetéből következő lényeges reológiai jellemzőt, a viszkoelaszticitást, mely az anyagtörvény egyik meghatározója. A viszkoelasztikus tulajdonság a szerkezet lassú alakváltozásában (kúszásban) és a belső erőknek az átrendeződésében jut kifejezésre (Christensen 1982, Ferry 1970). Mindkét hatás jelentős, mert a rugalmas állapothoz viszonyítva a teherbírásban számottevő eltérések mutatkozhatnak. Jelenleg a faszerkezetek méretezési gyakorlata a fenti hatásokat az alakváltozási határállapoton kívül nem veszi figyelembe. A viszkózus anyagállandóknak a méretezésben történő alkalmazása a kúszási vagy a relaxációs egyensúlyi állandók spektrumának az ismeretét feltételezi (Fodor 1994). A faanyag kúszási egyensúlyi állandóinak diszkrét spektrumát a retardációs idő függvényében a Műszaki Mechanika és Tartószerkezetek Intézet statikus vizsgálattal régóta vizsgálja (Fodor 1996). Ebbe a kutatási irányba illeszkedik a dinamikus igénybevétel alkalmazása. A kúszási vizsgálatok igen időigényesek, mivel a vizsgálat legrövidebb időtartama legalább egy hónap. Egyes kutatók nem ritkán több évig tartó vizsgálatokat folytatnak a nagyobb pontosság és megbízhatóság érdekében. A mérési időtartamok csökkentése érdekében több külföldi kutató tett próbálkozásokat (Ranta-Maunus,

Bach-Pentoney, LouSchapery). A dinamikus vizsgálat helyessége elméletileg igazolható (Pritz 1996).

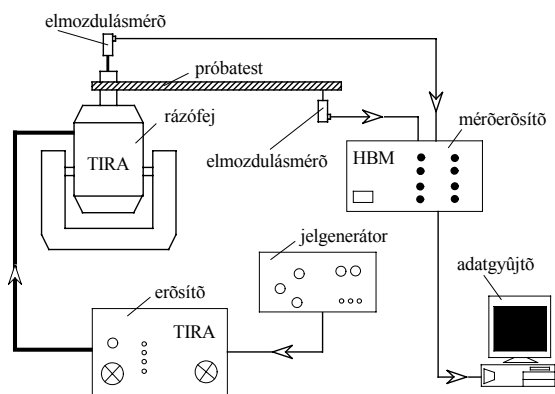
Dinamikus igénybevétel alkalmazásával lényegesen lerövidül a kúszási vagy relaxációs egyensúlyi állandók spektrumának meghatározása. A módszer lényege, hogy a próbatestet egy rögzített frekvenciájú periodikusan változó hajlító-igénybevételnek vetjük alá, miközben mérjük az elmozdulást állandósult állapotban. Ezt a vizsgálatot több különböző, de állandó frekvencián (0.1-300 Hz) végezzük el. Az eltolódási válaszfüggvény rögzítéséhez digitális mérőerősítőt alkalmaztunk a gyorsan változó dinamikus jelek feldolgozásához és kiértékeléséhez. A vizsgálatához a hazai forgalomban lévő építőfából a lucfenyőt használtuk. Jelen kutatásban az állapothatározókat állandó értéken tartottuk. A kutatás az OTKA (T-030552) támogatás segítségével folyt.

Viszkoelasztikus anyagállandók mérése dinamikus eljárással

A vizsgálatához elektrodinamikus rázófejet használtunk, melyet az alábbi kísérleti elrendezésben alkalmaztunk. A gerjesztő berendezés rázófejből, ennek villamos meghajtását szolgáló teljesítmény-erősítőből és a harmonikus jelgenerátorból áll, amely a teljesítményerősítőt vezérli.

A dinamikus rugalmassági modulus és a veszteségi tényező mérését az **1. ábra** szerinti

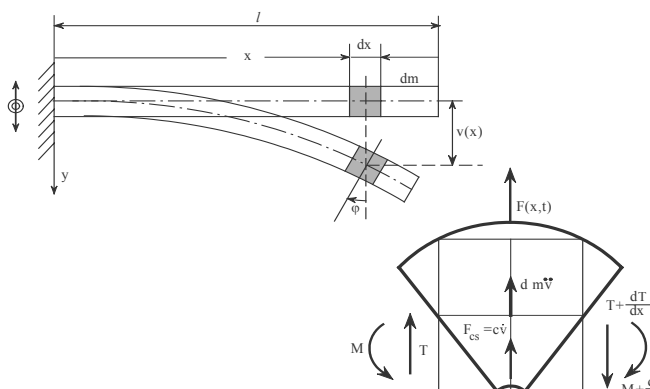
* Dr. Fodor Tamás CSc., egy. docens, a NyME, Műszaki Mechanika és Tartószerkezetek Intézetben.



1. ábra – A gerjesztő és mérő berendezés kísérleti elrendezése



2. ábra – A kísérleti berendezés megvalósítása.



3. ábra Konzolra kényszerített hajlítólengés támaszgerjesztéssel

elrendezésben határoztuk meg. A jelgenerátor (H-Tronic FG-200) állítja elő harmonikus szinuszos vezérlő jelet 1 V-os jelszinten, melyet be-

vezetünk a teljesítményerősítőbe (TIRA vib 5020), ahol alakhűen, maximum 1 kW kimenő teljesítményre erősítjük a vezérlőjelet. Ezzel a villamos teljesítménnyel hajtjuk meg az elektrodinamikus elven működő rázófejet (TIRA vib 5220), amely a kívánt függőleges támaszelmozdulást hozza létre a próbatest befogott oldalán. A próbatest szabad és befogott felén egy-egy induktív elven működő elmozdulás-érzékelő (Hottinger V5) méri a kitérést. Az érzékelők jelet a Hottinger gyártmányú mérőerősítő (DMC-Plus) fogadja és erősíti. Az adatgyűjtő-számítógép (Apple Mac) dolgozza fel a mérési adatokat, illetve végzi a mérőerősítő vezérlését. A gerjesztő és mérő berendezés elvi elrendezését az 1. ábra, fényképét a 2. ábra mutatja.

Vizsgáltuk a mérőfejek fázisátmenetét a frekvencia függvényében milyen a fázismenetük. Ehhez az induktív elmozdulás-mérőket felszereltük a rázófejre és különböző, de állandó frekvencián mértük a harmonikus kitérésre adott válaszukat. A mérőfejek együttes futását Fourier-analízissel ellenőriztük.

Hajlító-igénybevételt alkalmaztunk a faanyag dinamikus rugalmassági modulusának és veszteségi tényezőjének méréséhez. A megvalósításra több lehetőség kínálkozik.

Rúdként viselkedő próbatest esetén kétféle mérési eljárást lehet alkalmazni (Pritz 1996):

- az átviteli függvény módszere; előnyösen alkalmazható rúdszerű próbatest esetében, mert a peremfeltételek jól megvalósíthatók és a kontinuumrezgések jól leírhatók elméletileg is, főleg longitudinális rezgésnél, az egydimenziós hullámegyenlettel.
- rezonancia módszer; kis veszteségű anyagok esetén használatos. Hajlító (transzverzális) rezgést alkalmazunk kis vizsgálati frekvencián, ahol a longitudinális rezgés már kevésbé használható.

Mi a kísérletekhez a rezonancia módszert használtuk. Vegyünk egy homogén, izotróp, állandó merevségű prizmatikus konzolt, melynek befogott végére harmonikus, függőleges irányú kitérést kényszerítünk, mint támaszrezgést (3. ábra).

Vizsgáljuk az x -helyen lévő dx hosszúságú rúdelem egyensúlyát, ahol figyelembe vesszük a $v(x,t)$ függőleges eltolódásból származó rugalmas visszatérítő, inercia és csillapító

erőket. Nem vesszük viszont figyelembe a rúd-
elemenben az elemi tömeg forgási tehetetlenségét,
mint inercia erőt, az önsúlyt és a nyíróerők
származó elmozdulást.

A mozgásegyenletet mozgó koordináta
rendszerre vonatkoztatjuk, úgy hogy bevezetjük
a D'Alambert-erőt és ezzel egyensúlyi egyen-
letet írunk fel (Kármán és Boit 1963, Ludvig
1973, Vértes 1976). Más szóval alkalmazzuk a
D'Alambert elvet, amellyel a dinamikai felada-
tot statikai feladatra vezetjük vissza azzal, hogy
a külső erőkhöz inerciaerőket adunk. A gerenda
esetében adott az I^*E [N m²] hajlító merevség,
az A [m³] keresztmetszete (b és h méretű
téglalap), a ρ_l [kg/m] vonal menti térfogat-
sűrűsége, a ρ [kg/m³] térfogat-sűrűsége és a c
[Ns/m²] fajlagos csillapítása. Ismert az $F(x,t)$
[N/m] gerjesztő erő fajlagos értéke rögzített
időpontban.

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} dx - \rho_l(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} dx -$$

$$- c(x) \frac{\partial v(x,t)}{\partial t} dx = F(x,t) dx \quad [1]$$

A nyíróerőt (T) fejezzük ki az eltolódás-
sal, differenciáljuk és az így kapott eredményt
helyettesítsük be az alapegyenletbe, majd
képezzünk határátmenetet.

$$T = \frac{\partial M}{\partial x} = -EI_z \frac{\partial^3 v}{\partial x^3} \quad \frac{\partial T}{\partial x} = -EI_z \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} \quad [2]$$

Ezzel megkaptuk a transzverzális rezgés
általános hullámegyenletét, mely a helykoordináta
szerint negyedrendű, az idő szerint pedig
másodrendű elliptikus parciális differenciál-
egyenlet.

$$EI_z \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \rho_l \ddot{v} + c\dot{v} = F(x,t) \quad [3]$$

Kis csillapítású anyag esetén, mint
amilyen a faanyag is, feltételezhetjük, hogy a
rezonancia frekvencia közelítőleg megegyezik a
sajátfrekvenciával. Ekkor a fenti általános esetre
vonatkozó differenciál-egyenlet csillapítatlan
szabadrezgésre egyszerűsödik, melyet Bernouli-
Euler féle hullámegyenletnek nevezünk:

$$EI_z \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \rho_l \ddot{v} = 0 \quad [4]$$

A megoldásfüggvényt a változók szétvá-
lasztásával, függvényszorzat formájában keres-
sük, de ezt a fajta megoldást most nem
részletezzük.

$$w(x,t) = u(x)v(t) \quad [4]$$

A megoldásfüggvény előállítására komplex
formában előnyösebb. A differenciálegyenlet
megoldásakor arra vagyunk kíváncsiak, hogy
mely diszkrét ω értékek mellett van
 $w(x,t) = \bar{u}(x)e^{j\omega t}$, alakú megoldása, ahol a ki-
fejezés az időtől független (Vértes 1976,
Christensen 1982). Vezessük be a $\bar{M}(j\omega)$
frekvencia függő komplex rugalmassági
modulust, mely az $M_d(\omega)$ dinamikus rugal-
massági modulusszal és az $\eta(\omega)$ veszteségi té-
nyezővel fejezhető ki. Alkalmazzuk a komplex
dinamikus rugalmassági moduluszt a Bernouli-
Euler féle hullámegyenletben.

$$\bar{E}(j\omega) = \bar{M}(j\omega) = M_d(\omega)[1 + j\eta(\omega)] \quad [5]$$

$$\frac{\partial^4 \bar{u}(x)}{\partial x^4} e^{j\omega t} - \frac{\omega^2 \rho A}{I_z \bar{M}(j\omega)} \bar{u}(x) = 0 \quad [6]$$

$$\frac{\partial^4 \bar{u}(x)}{\partial x^4} e^{j\omega t} - k^4 \bar{u}(x) = 0 \quad [7]$$

$$k^4 = \frac{\omega^2 \rho A}{I_z \bar{M}(j\omega)} \quad [8]$$

$$k = \sqrt{\omega} \sqrt{\frac{\rho A}{M_d(\omega)[1 + j\eta(\omega)I_z]}}$$

Kis veszteségi tényező esetén a
rezonancia közelében az $\eta \cong 0$ és a saját- és a
rezonancia-frekvencia megegyezik.

$$I_z = \frac{bh^3}{12} \quad \omega_i = 2\pi f_i \quad \alpha_i = (k_0 l)_i \quad [9]$$

Ezek alapján a k_0 kifejezésből a fentiek
figyelembevételével fejezzük ki az E_d dinami-
kus rugalmassági moduluszt. A kísérletek során
ezzel az összefüggéssel határoztuk meg a
diszkrét frekvencia függvényében a dinamikus
rugalmassági moduluszt:

$$E_d(f_i) = 48\pi^2 f_i^4 \frac{\rho l^4}{\alpha_i^4 h^2}$$

$$E_d(\omega_i) = 12\omega_i^2 \frac{\rho l^4}{\alpha_i^4 h^2} \quad [10]$$

Az η veszteségi tényezőt sávszélesség módszerrel mértük meg, mert kis veszteségű ($\eta < 0.1$) anyagok esetén ez az anyagjellemző 1%-nál nem nagyobb hibával mérhető a rezonancia helyén. A ω_l rezonancia környezetében felvett $T(\omega)$ átviteli függvény szélességét mérjük egy adott $[\omega_i, \omega_j]$ frekvencia intervallumon, ahol az átvitel maximuma az n -ed részre csökken. Válasszuk n értékét $\sqrt{2}$ -nek, akkor η -ra egyszerű összefüggést kapunk.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{n^2 - 1}} \left[1 - \left(\frac{\varpi_i}{\varpi_l} \right)^2 \right]$$

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{n^2 - 1}} \left[\left(\frac{\varpi_j}{\varpi_l} \right)^2 - 1 \right] \quad [11]$$

A fentiekben kifejtett elméleti vizsgálódás alapján lehetőségünk van a dinamikus rugalmassági modulusz és a veszteségi tényező kísérleti meghatározására. A kísérleti mérések eredményeit a cikksorozat második részében fogjuk bemutatni.

Irodalomjegyzék

1. Christensen, R. M. 1982 *Theory of Viscoelasticity*. Academic Press, Inc., New York.
2. Ferry, J. D. 1970 *Viscoelastic Properties of Polymers*.
3. Fodor T. 1994 *A faanyag viszkoelasztikus tulajdonsága*. A zsugorodási feszültségek. (9-10. fejezet), In: Sitkei György: A faipari műveletek elmélete., Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó, Budapest.
4. Fodor T. 1996. *A kvázi-nemlineáris, higroviszkoelasztikus faanyagú rúdszerkezet belső erőinek és elmozdulásainak időfüggése*. MTA kandidátusi értekezés, Sopron.
5. Kármán T. és M.A. Biot 1963. *Matematikai módszerek és feladatok megoldása*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest.
6. Ludvig, Gy. 1973. *Gépek dinamikája*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest.
7. Pritz T. 1996. *Rezgéscsökkentő anyagok dinamikai tulajdonságai*. Műszaki Kiadó, Budapest.
8. Vértes Gy. 1976. *Építmények dinamikája*. Műszaki Könyvkiadó, Budapest.
9. *Mathcad 2000 User's Guide* MathSoft Inc. Cambridge, Ma, USA.

Vásárdíjasok

2002-ben immár 12 alakommal került megrendezésre a Ligno Novum Wood Tech szakkiallítás. A vásár hagyományaihoz tartozik a vásárdíjátadás. A szakmai zsűri 5 szakmai kategóriában híredett eredményt, ezek a következők:

Faipari gépek kategóriában:

Anest Rt.: NETLINE számítógépesgyártásszervezési rendszer

Tóth Tibor: TTM számítógépvezérlésű marógép

Faipari kézi- és gépi szerszámok kategóriában:

AKE Hungária Kft.: gyémántélű szerszámcsalád

Faipari alap- és segédanyagok, szerelvények, kötőanyagok kategóriában:

Schachermayer Kft.: konyhai vasalatrendszer

Faipari technológiák, faipari berendezések, találmányok és szellemi termékek kategóriában:

Kentech Kft.: hazai fejlesztésű és gyártású

szárítóberendezések (Dual 6.66c szárítóberendezés-szabályozó automata, Kentherm hőkondenzátor)

Erdészeti gépek, járművek, eszközök, technológiák, szellemi termékek kategóriákban:

Bagodi Mezőgép Kft.: komplett erdőművelő gépsor

A hivatalos vásárdíjak mellett számos cég különdíjban részesült:

- Sopron város önkormányzatának különdíját nyerte: Csiba Kft.
- a Győr-Moson-Sopron Megyei Önkormányzat különdíját nyerte: Szikszai László
- a soproni Kereskedelmi és Iparkamara különdíját nyerte: Roto Elzett Kft.
- a Magyar Bútor- és Faipari Szövetség különdíját nyerte: Csercsics Kft.
- a Pannon Kft. különdíját nyerte: Paliszander Kft.